

POLITECHNIKA POZNAŃSKA

Wydział Inżynierii Transportu

PRACA DOKTORSKA

mgr inż. Emil Wróblewski

**WPLYW MIKROGEOMETRII POWIERZCHNI
BOCZNEJ TŁOKA NA SPRAWNOŚĆ MECHANICZNĄ
SILNIKA SPALINOWEGO**

Promotor:

prof. dr hab. inż. Antoni ISKRA

POZNAŃ 2019

Spis treści

Wykaz symboli i oznaczeń	4
1. Wstęp.....	5
2. Rozwój konstrukcji silników spalinowych.....	7
2.1. Ogólna konstrukcja zespołu tłok-cylinder	7
2.2. Podział i konstrukcja pierścieni tłokowych	10
2.3. Kształt powierzchni nośnej tłoka	13
2.4. Współpraca elementów zespołu tłok-cylinder	14
2.5. Podstawowe problemy związane z pracą układu tłok-cylinder	15
3. Procesy zużycia elementów grupy tłokowo-cylindrowej.....	17
3.1. Przyczyny zużywania się elementów grupy tłokowo-cylindrowej.....	17
3.2. Sposoby minimalizacji zużycia elementów grupy tłokowo-cylindrowej	19
4. Technologie konstrukcji tłoków w aspektach redukcji strat tarcia oraz zużycia paliwa.....	26
4.1. Technologia produkcji tłoka aluminiowego	26
4.2. Zastosowanie tłoków stalowych w silnikach pojazdów lekkich.....	27
4.3. Zastosowanie powłok o korzystnych właściwościach trybologicznych.....	28
5. Cele i teza pracy.....	32
6. Sposób rozwiązania problemu badawczego	34
7. Symulacyjne badanie wpływu kształtu powierzchni bocznej tłoka na straty tarcia	36
7.1 Cel symulacji i zakres badań.....	36
7.2. Dane wejściowe do badań symulacyjnych.....	37
7.3. Program badań symulacyjnych oraz kryteria oceny wyników	39
7.4. Opracowanie eksperymentalnej mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoka	41
7.5. Badania symulacyjne	45
8. Kształtowanie i ocena mikrogeometrii tłoków o eksperymentalnym profilu powierzchni nośnej	68
8.1 Stosowanie powłok uszlachetniających na powierzchni nośnej tłoka	68
8.2. Opracowanie eksperymentalnych tłoków	69
8.3. Opracowanie metody badania uzyskanej mikrogeometrii eksperymentalnych tłoków	73
8.5. Pomiary kształtu mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoka.....	77

8.6. Badanie odchyłek kształtu cylindra	85
9. Laboratoryjne stanowisko do badań zjawisk tarcia w układzie tłok-cylinder	88
9.1. Stanowisko badawcze	88
9.2. Budowa silnika FIAT 170A.046	89
9.3. Układ uzupełniania ładunku w cylindrach silnika	93
9.4. Pomiar momentu obrotowego i rejestracja parametrów pracy stanowiska modelowego	95
9.5. Układ regulacji temperatury silnika spalinowego oraz wykonanie stosownej instalacji	98
10. Badania modelowe strat tarcia tłoków eksperymentalnych	101
10.1. Cel badań stanowiskowych	101
10.2. Silnikowe stanowisko modelowe do badań strat tarcia	101
10.3. Metoda pomiarów i program badań	102
10.4. Wyniki badań stanowiskowych	105
11. Podsumowanie	115
12. Kierunek dalszych badań	117
Literatura	118

Wykaz symboli i oznaczeń

A	oznaczenie tłoka pracującego w cylindrze I
A1	oznaczenie tłoka pracującego w cylindrze I - strona ciśnieniowa
A2	oznaczenie tłoka pracującego w cylindrze I - strona przeciwcisnieniowa
AL	tłok aluminiowy
B	oznaczenie tłoka pracującego w cylindrze II
B1	oznaczenie tłoka pracującego w cylindrze II - strona ciśnieniowa
B2	oznaczenie tłoka pracującego w cylindrze II - strona przeciwcisnieniowa
CO	tlenek węgla
CO2	dwutlenek węgla
DMP	dolny martwy punkt
e	mimoosiowość
GMP	górnym martwy punkt
h	odległość wykorbienia
H1-6	warianty tłoków eksperymentalnych
HC	węglowodory
l	długość korbowodu
Lt	luz pomiędzy tłokiem a cylindrem
Nc	całkowite straty tarcia tłoka i pakietu pierścieni
Nox	tlenki azotów
Nr	straty tarcia na powierzchni nośnej tłoka o gładź cylindra
OWK	kąt obrotu wału korbowego
Pa	średnie arytmetyczne odchylenie od linii średniej profilu podstawowego
PM	cząstki stałe
Pt	odległość najwyższego punktu do najniższego na odcinku elementarnym profilu podstawowego
r	promień korby
Ra	średnie arytmetyczne odchylenie od linii średniej profilu surowego
REF	oznaczenie tłoka seryjnego
Rt	odległość najwyższego punktu do najniższego na odcinku elementarnym profilu surowego
ST	tłok stalowy
ZI	zapłon iskrowy
ZS	zapłon samoczynny
ZWP	odnawialna warstwa oleju

1. Wstęp

Konstrukcja silnika spalinowego związana jest z dokonaniem w 1863 r. wynalazkiem Étienne Lenoira. W grupie obiektów technicznych będącym źródłem energii trudno jest znaleźć inny, który przez ponad sto pięćdziesiąt lat miałby współcześnie tak powszechne zastosowanie jak tłokowy silnik spalinowy. Wynika to z jego wielkiego znaczenia w rozwoju techniki oraz ogromie prac włożonych w ulepszanie jego poszczególnych elementów.

W całej historii rozwoju silników spalinowych dostrzegano głównie jego trakcyjne zastosowania. Również współcześnie napęd jednostek transportu lądowego i morskiego, zarówno osobowego jak i towarowego, zdominowany jest przez tłokowy silnik spalinowy.

Aktualny trend konstrukcji tłokowych silników spalinowych, dąży do podniesienia ich ekonomiczności i ekologiczności. Głównym celem jest podniesienie ekonomiczności silnika poprzez wzrost jego sprawności ogólnej. W najnowszych konstrukcjach sprawność ogólna nieznacznie przekracza 42%. Uzyskanie większej sprawności jest bardzo trudne, ponieważ powstałe ciepło w czasie procesu spalania nie może być w całości zamienione na pracę mechaniczną. Straty ciepła, które w zależności od rodzaju silnika mogą wynosić od 40-60%, powstają w wyniku wymiany czynnika roboczego oraz chłodzenia. Krótki czas podzielony na wymianę ładunku powoduje odprowadzenie dużej ilości ciepła przez spaliny, a ograniczona wytrzymałość termiczna materiałów, z jakich wykonana jest komora spalania i przyległe do niej elementy innych mechanizmów, prowadzi do konieczności odprowadzenia z określonej ilości ciepła silnika poprzez układ chłodzenia.

Otrzymanie lepszych wskaźników ekonomicznych jest również możliwe przez zwiększenie jednego z czynników sprawności ogólnej, tj. sprawności mechanicznej. Sprawność mechaniczna jest miarą strat tarcia w ruchomych mechanizmach silnika spalinowego, kształtująca się na poziomie ok. 70-80%. Zakłada się, że układ tłokowo-cylindrowy, będący główną częścią układu korbowo-tłokowego powoduje ok. 50% ogółu strat tarcia w silniku. Składają się na nie straty tarcia wynikające ze współpracy części nośnej tłoka oraz pakietu pierścieni tłokowych z gładzią cylindra [42,50]. Ocenia się, że połowa tych strat przypada na komplet pierścieni osadzonych na tłoku. Na podstawie danych można stwierdzić, że redukcja strat tarcia umożliwiłaby zwiększenie sprawności ogólnej silnika spalinowego. Uzyskanie takiego efektu jest możliwe w wyniku dogłębnego poznania zjawisk zachodzących na styku pierścieni i powierzchni nośnej tłoka z gładzią cylindrową.

Ekonomiczność silnika spalinowego określana jest nie tylko małą wartością strat tarcia w układzie tłok-cylinder, lecz również trwałością i niezawodnością pracy jego elementów. Układ tłokowo-cylindrowy ulega, w stosunku do pozostałych układów silnika, najszybszemu zużyciu. Wynika to z efektu charakteru pracy jego elementów w warunkach wysokiego obciążenia cieplnego i mechanicznego, jak również konieczności zachowania szeregu kompromisów na etapie ich konstrukcji oraz doborze parametrów jego pracy. Przykładem takiego kompromisu może być konieczność doboru intensywności

doprowadzenia oleju do gładzi cylindra, w celu zapewnienia tarcia płynnego na całej drodze pierścienia bez nadmiernego zużycia oleju. Z kolei nadmierne zużycie poszczególnych elementów jest równoznaczne z utratą funkcjonalności całego układu, co skutkuje okresami naprawczymi na jakie dzieli się czas eksploatacji silnika.

Praca zespołu tłok-cylinder ma również istotny wpływ na toksyczność spalin. Uszczelnienie pierścieniowe tłoka jest głównym miejscem przedostawania się oleju smarującego z gładzi cylindra do komory spalania [12,48]. Jego spalanie powoduje wzrost emisji związków toksycznych, w tym szczególnie szkodliwych węglowodorów. Kolejnym skutkiem spalania oleju smarującego jest osadzanie się nagaru w tych obszarach komory spalania, w których występuje najwyższa temperatura, a więc w pobliżu zaworu wydechowego i górnego pierścienia uszczelniającego.

Mechanizm tłokowo-korbowy odgrywa szczególną rolę w silniku spalinowym. Z jednej strony jest niezbędny do przetworzenia energii zawartej w paliwie na energię mechaniczną, z drugiej jednak jest głównym zespołem powodującym straty tej energii. Można zatem stwierdzić, że zarówno zalety, jak i wady silnika spalinowego są w dużej mierze uzależnione od rozwiązań konstrukcyjnych mechanizmu tłokowo-korbowego. Problematyka poruszona w pracy doktorskiej ma na celu określenie wad tego mechanizmu, a następnie sposobów ich ograniczenia. Ograniczenie wad to przede wszystkim redukcja strat energii wywołanych tarciami, co jest podstawowym sposobem zmniejszenia zużycia paliwa. W erze gwałtownego rozwoju motoryzacji, nawet w ubogich krajach bardziej racjonalne wykorzystanie paliwa to nie tylko działanie ekonomiczne, ale przede wszystkim możliwość ograniczenia destrukcyjnego oddziaływania na środowisko naturalne. Główny wątek pracy doktorskiej to jednak przede wszystkim aspekt ekonomiczny, ograniczenia strat energii, co jest równoznaczne z obniżeniem zużycia paliwa w szeroko rozumianym obszarze motoryzacji.

2. Rozwój konstrukcji silników spalinowych

2.1. Ogólna konstrukcja zespołu tłok-cylinder

Zasada działania tłokowego silnika spalinowego pozostaje niezmienna od chwili jego powstania. Doprowadzana do silnika energia chemiczna przejawia się w formie wiązań międzycząsteczkowych w ciekłym lub gazowym paliwie węglowodorowym. Energia chemiczna jest zamieniana na energię cieplną w wyniku utleniania paliwa, odbywającego w zamkniętej komorze spalania o ściśle określonej objętości. Tak powstała energia cieplna jest z kolei zamieniana na energię mechaniczną w wyniku zmiany objętości komory spalania, wywołanej siłą powstałą od gazów spalinowych.

Komora spalania w dolnej części ma kształt cylindryczny i w tym miejscu jej granicę wyznacza ruchomy, uszczelniony tłok. Uszczelnieniu tłoka w silniku spalinowym, ze względu na znacznie większe obciążenia cieplne i mechaniczne stawiane są wyższe wymagania projektowe. Na przestrzeni dziesięcioleci elementem silnika spalinowego, który najbardziej zmieniał proporcje geometryczne jest właśnie tłok [8, 11, 33]. Z drugiej strony tłok ciągle pełni tę samą zasadniczą rolę w silniku, polegającą na tworzeniu ścianki komory spalania o zmiennej objętości. Dzieje się tak, ponieważ obok funkcjonalnej roli, tłok może wywoływać szereg niepożądanych skutków jak:

- generuje największe straty w wyniku tarcia,
- prowadzi do zużycia ilościowego oleju smarującego o największym udziale w całości ubytku oleju w trakcie pracy silnika,
- generuje siły i momenty bezwładności przenoszone na zawieszenie silnika,
- jest jednym z najistotniejszych źródeł hałasu generowanego przez silnik spalinowy,
- określa granice mechanicznego i cieplnego obciążenia silnika.



Rys. 2.1. Tłok silnika samochodu Fiat Cinquecento z lat pięćdziesiątych ubiegłego wieku – z lewej strony oraz tłok VW 1,4 – z prawej strony

Są to tylko najważniejsze efekty realizacji funkcji tłoka, rzutujące na parametry całego silnika. Część niekorzystnych zjawisk jest efektem właściwości tłoka w powiązaniu z pakietem pierścieni. Najważniejsze tendencje w konstrukcji tłoka to zmniejszanie jego wymiarów, w tym przede wszystkim: wysokości

powierzchni bocznej tłoka. W efekcie tłoki są lżejsze oraz powodują mniejsze straty tarcia, ponieważ mniejsza jest powierzchnia, gdzie to zjawisko zachodzi. Na rys. 2.1 przedstawiono z lewej strony tłok silnika Fiata Cinquecento, z prawej natomiast tłok silnika Volkswagen doładowanego turbosprężarką oraz sprężarką mechaniczną.

Tłoki mają zbliżoną średnicę nominalną – 80 i 76 mm. W wykorzystaniu standardowym tłok Fiata Cinquecento generuje moc około 10 kW a tłok Volkswagen – 40 kW. Widać więc jednoznacznie jak duży postęp w osiąganiu pożądanych parametrów pracy silnika uzyskano w wyniku stopniowych modyfikacji konstrukcji tłoka, rys. 2.1 ilustruje tylko widoczne cechy tłoków. Równie istotne są niewidoczne, gołym okiem cechy geometryczne tłoków takie jak:

- stożkowatość,
- baryłkowatość,
- owalizacja,
- chropowatość powierzchni bocznej tłoków.

W skład grupy tłokowo-cylindrowej silnika spalinowego wchodzi następujące elementy [31]:

a) tłok, w którego budowie można wyróżnić:

- płaszcz (monolityczny lub składany),
- część pierścieniową,
- denko monolityczne lub łączone z tłokiem,
- piasty sworznia tłokowego,

b) pakiet pierścieni na który składają się:

- różnego typu pierścienie uszczelniające,
- pierścienie uszczelniająco-zgarniające,
- pierścienie zgarniające,

c) cylinder, który może być wykonany jako:

- bezpośrednie wiercenie w bloku silnika,
- sucha lub mokra tuleja cylindrowa osadzona w bloku silnika,

d) obszary bloku cylindrowego w bezpośrednim sąsiedztwie tulei cylindrowej, czyli:

- górna powierzchnia bloku ustalająca położenie kołnierza tulei,
- dolne podparcie tulei w bloku silnika,
- miejsca zakotwienia śrub mocujących głowicę,
- dolna część głowicy, która naciska na kołnierz tulei poprzez uszczelnienie.

Przedstawione powyżej elementy zespołu tłok-cylinder mają zasadniczy wpływ na współpracę tłoka z pierścieniami z gładzią cylindra.

Grupa tłokowo-cylindrowa jest położona na granicy dwóch układów: mechanizmu korbowego i komory spalania, a w związku z tym taka lokalizacja wyznacza jej podstawowe funkcje. Z jednej strony grupa tłokowo-cylindrowa jest labiryntowym uszczelnieniem przestrzeni roboczej cylindra, z drugiej zaś

łożyskiem ślizgowym wzdłużnym o ruchu postępowo-zwrotnym. Uwzględniając trzy podstawowe elementy grupy tłokowo-cylindrowej, można wyróżnić przypisywane im podstawowe zadania.

Do najważniejszych zadań tłoka należą [42, 50]:

- przekazywanie siły wynikającej z ciśnienia gazów na wał silnika za pośrednictwem korbowodu,
- prowadzenie górnej części korbowodu,
- ruchome zamykanie komory spalania,
- prowadzenie pierścieni tłokowych.

Do zadań pierścieni tłokowych zalicza się:

- uszczelnianie komory spalania,
- zabezpieczanie przed przedostawaniem się oleju do komory spalania,
- rozprowadzanie oleju po gładzi cylindrowej,
- odprowadzanie ciepła z tłoka do tulei cylindrowej.

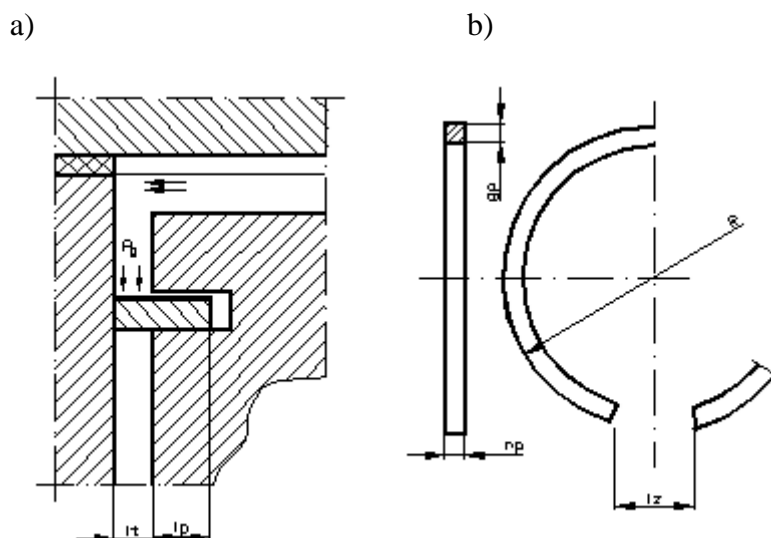
Wśród najważniejszych zadań cylindra wyróżnia się:

- zamykanie komory spalania (obok tłoka, pierścieni i głowicy),
- prowadzenie tłoka z pierścieniami,
- odprowadzanie ciepła z tłoka i pierścieni do czynnika chłodzącego.

Z właściwej realizacji przedstawionych powyżej zadań przez najważniejsze elementy grupy tłokowo-cylindrowej wynika poprawność pracy całego silnika spalinowego.

Konstrukcja układu tłokowo-cylindrowego musi dodatkowo zapobiegać skutkom szeregu niepożądanych zjawisk występujących w bezpośrednim sąsiedztwie komory spalania, takich jak:

- rozszerzalność termiczna materiałów,
- występowanie tarcia związanego z różnymi postaciami ruchu,
- deformacja elementów pod wpływem działania sił,
- osiadanie na elementach pozostałości procesu spalania,
- zużycie ścierne i korozyjne elementów.



Rys. 2.2. Szkic konstrukcji układu pierścień-cylinder (a) oraz pierścienia tłokowego (b)

Optymalną konstrukcją ograniczającą skutki wymienionych wyżej zjawisk uzyskuje się przez wprowadzenie pomiędzy tłok i cylinder elementu pośredniego, tj. pierścienia tłokowego. Ogólny schemat układu tych trzech elementów pokazano na rys. 2.2. Wartość luzu lt pomiędzy tłokiem a cylindrem musi być tak dobrana, aby uniemożliwiła zaklinowanie się tłoka nawet w warunkach skrajnych odkształceń termicznych i mechanicznych [40,41].

Jednocześnie, pomimo znacznej wartości luzu lt obecność pierścienia powinna zapobiegać przepływowi ładunku do skrzyni korbowej, pod wpływem różnicy ciśnienia nad i pod tłokiem (dzięki dociskaniu pierścienia do dolnej powierzchni rowka pierścieniowego).

Pierścień kompensuje również wszelkie zmiany luzu lt spowodowane np. rozszerzalnością współpracujących elementów związaną ze wzrostem temperatury silnika. Skuteczność uszczelnienia pozostaje wówczas niezmienną, natomiast zmianie ulega jedynie powierzchnia współpracy pierścienia z rowkiem pierścieniowym. Podobne działanie pierścienia wystąpi w sytuacji, gdy luz lt zmieni się wskutek zwiększenia średnicy cylindra spowodowanego np. zużyciem jego powierzchni. W tym jednak przypadku, aby zachowana była skuteczność uszczelnienia, zwiększeniu ulegnie średnica pierścienia, co jest równoznaczne z wydłużeniem jego obwodu. Wydłużenie to spowoduje zwiększenie szczeliny lz w zamku pierścienia.

2.2. Podział i konstrukcja pierścieni tłokowych

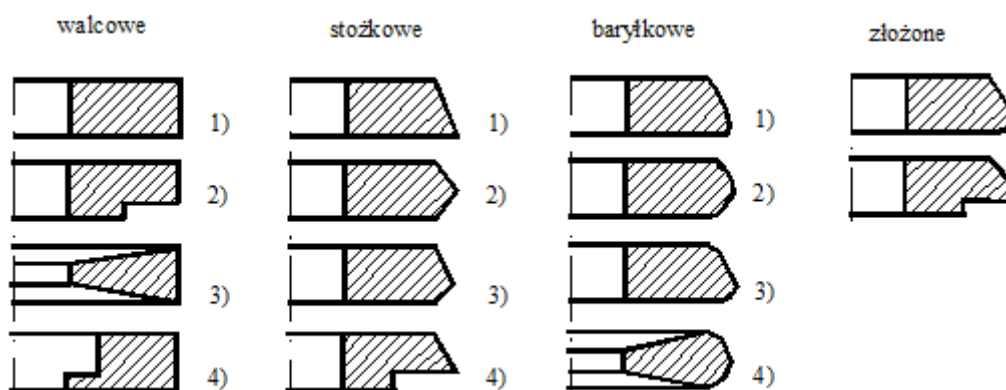
Na tłokach silników spalinowych montowane są dwa podstawowe rodzaje pierścieni tłokowych, tj. uszczelniające i zgarniające. Głównym zadaniem pierścieni uszczelniających jest rozdzielenie komory spalania od skrzyni korbowej i tym samym zapobieganie przedmuchom gazów. Podstawowym zadaniem pierścieni zgarniających jest odprowadzanie nadmiaru oleju z gładzi cylindra do skrzyni korbowej i pozostawienie na jego powierzchni tylko takiej ilości oleju, która zapewniając poprawne smarowanie całego pakietu pierścieni umożliwi ograniczenie jego zużycia do określonej wartości [16, 19]. Oprócz wymienionych zadań, oba rodzaje pierścieni tłokowych powinny zapewnić prawidłowe rozprowadzenie oleju na gładzi cylindrowej oraz skutecznie odprowadzać ciepło z denka i ścianek tłoka do ścianek cylindra.

W rozwoju konstrukcji silników spalinowych dostrzega się tendencję do zmniejszania liczby pierścieni montowanych na tłoku, co spowodowane jest dążeniem do redukcji strat tarcia. Współcześnie za standard można uznać trzy pierścienie w pakiecie złożonym z dwóch pierścieni uszczelniających i pierścienia zgarniającego [24]. Aktualnie taki układ występuje zarówno w silnikach o zapłonie samoczynnym jak i iskrowym.

Odmienność funkcjonalna pierścieni uszczelniających i zgarniających wymusza zróżnicowanie cech charakteryzujących te grupy pierścieni oraz ich odmienną konstrukcję. W przypadku pierścieni uszczelniających dąży się do uzyskania skutecznego uszczelnienia przy możliwie małych naciskach jednostkowych na gładź cylindra. Zadania stawiane pierścieniom zgarniającym wymagają znacznie

większego nacisku jednostkowego [28]. Efekt ten można uzyskać przez zmniejszenie ich powierzchni styku z cylindrem. W obecnych konstrukcjach silników spalinowych jako drugi pierścień uszczelniający stosuje się pierścień łączący w sobie obie wymienione wcześniej funkcje. Pierścień taki, zwany minutowym, w początkowej fazie eksploatacji silnika wspomaga działanie pierścienia zgarniającego. Po dotarciu jego funkcja polaryzuje się w kierunku funkcji uszczelniającej.

Ze względu na trudne i odmienne w różnych typach silników warunki pracy pierścieni uszczelniających konstruowano ich liczne typy. Szczególną uwagę zwracano na geometrię ich powierzchni ślizgowej, bowiem jej ukształtowanie w zasadniczy sposób wpływa na współpracę pierścienia z gładzią cylindrową. Początkowo stosowano pierścienie uszczelniające o przekroju prostokątnym i powierzchni ślizgowej prostopadłej do powierzchni bocznej. W celu skrócenia okresu docierania, wymagającego bardzo starannej eksploatacji i obsługi silnika, konstruowano pierścienie ze wstępnie uformowaną powierzchnią ślizgową, wzorowaną na kształcie dotartego pierścienia prostokątnego.



Rys. 2.3. Szkice wybranych typów pierścieni uszczelniających - opis w tekście [19]

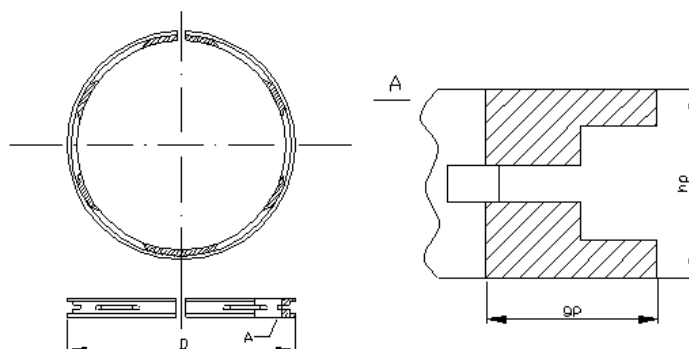
Typowe konstrukcje pierścieni uszczelniających pokazano na rys. 2.3. Ze względu na kształtowanie ich powierzchni ślizgowej pierścienie uszczelniające można podzielić na:

- walcowe: np. prosty (1), z podcięciem powierzchni ślizgowej (2), trapezowy (3), ze stopniowaną powierzchnią wewnętrzną (4),
- stożkowe: np. jednostronny (1), symetryczny (2), asymetryczny (3), jednostronny z podcięciem powierzchni ślizgowej (4),
- baryłkowe: np. jednostronny (1), dwustronny (symetryczny) (2), asymetryczny (3), dwustronny z pochylonymi powierzchniami bocznymi (4),
- złożone: np. stożkowo-baryłkowy (1), stożkowo-walcowy z podcięciem powierzchni ślizgowej (2).

W ramach każdej z podanych grup można wskazać dodatkowe różnice w konstrukcji pierścieni, umożliwiające ich dalsze rozróżnianie.

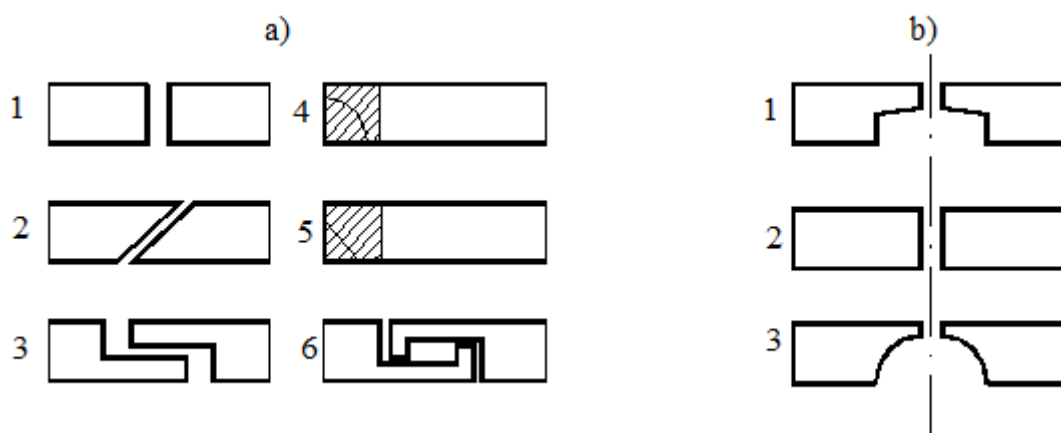
Jak już wspomniano, pierścień zgarniający cechuje się znacznie większym, w porównaniu z uszczelniającym, naciskiem na gładź cylindra. Tak duży nacisk powstaje przede wszystkim w wyniku

zmniejszenia wysokości półki tego pierścienia. Powierzchnia ślizgowa ma w środkowej części wytoczenie co powoduje, że powstają dwie wąskie półki. W wytoczeniu wykonane są szczeliny, w których gromadzi się zgarniany olej odprowadzany następnie do skrzyni korbowej przez otwory wykonane w tłoku. Szkic konstrukcji typowego pierścienia zgarniającego pokazano na rys. 2.4 [19, 20].



Rys. 2.4. Szkic konstrukcji pierścienia zgarniającego

Pierścienie, których nacisk na gładź cylindra wywołany był jedynie sprężystością własną, były stosowane do końca lat sześćdziesiątych. W miarę wzrostu wymagań dotyczących ograniczania zużycia oleju powstający w ten sposób nacisk okazał się niewystarczający. W celu jego wzmocnienia stosuje się obecnie różnego rodzaju sprężyny (zwane ekspanderami), które wspomagają przyleganie pierścienia do gładzi cylindrowej. Od wielu lat firma Goetze AG [16, 19], prowadzi badania nad pierścieniami zgarniającymi wykonanymi z blach, zwanymi pierścieniami segmentowymi. Wadą ograniczającą powszechne zastosowanie tych pierścieni jest znaczny spadek nacisku pierścienia towarzyszący zwiększeniu się jego średnicy, w wyniku zużycia ściernego powierzchni ślizgowej.



Rys. 2.5. Rodzaje zamków pierścieni tłokowych [19];

a) silnika z rozrządem zaworowym: 1-prostokątny, 2- ukośny, 3- z zakładką, 4- walcowy z podwyższoną szczelnością, 5- ukośny z podwyższoną szczelnością, 6 – zakotwiczony;

b) silnika z rozrządem tłokowym: 1- z zabezpieczeniem wewnętrznym, 2-z zabezpieczeniem środkowym, 3- z zabezpieczeniem bocznym

Pierścienie tłokowe mogą być wyposażone w różne rodzaje zamków. Najczęściej spotykane pokazano na rys. 2.5. W przypadku silnika z rozrządem tłokowym (rys. 2.5b) zamek dodatkowo pełni funkcję zabezpieczenia przed obrotem pierścienia, co zapobiega kolizji zamka z krawędzią kanału rozrządowego. Zśród rozwiązań zamków dla silników z rozrządem zaworowym przedstawionych na rys. 2.5a najczęściej stosuje się rozwiązanie (1). Jest to rozwiązanie w stosunku do innych bezawaryjne, chociaż skuteczność uszczelnienia, szczególnie po zwiększeniu się średnicy cylindra, jest mniejsza niż w pozostałych rozwiązaniach.

2.3. Kształt powierzchni nośnej tłoka

Zadaniem powierzchni nośnej tłoka jest zapewnienie osiowego przemieszania się tłoka w cylindrze oraz przenoszenie sił bocznych na gładź cylindra [18].

W rzeczywistości jednak współpraca powierzchni nośnej tłoka z cylindrem odbywa się na znacznie mniejszej powierzchni, co skutkuje zwiększeniem nacisków pomiędzy tymi powierzchniami. Po uwzględnieniu tego faktu, można stwierdzić, że powierzchnia nośna tłoka pracuje w gorszych warunkach niż łożyska ślizgowe, które są obficie smarowane olejem, natomiast smarowanie powierzchni gładzi cylindra jest raczej skąpe. Zapewnienie w tych warunkach wymaganej trwałości powierzchni nośnej tłoka jest bardzo trudnym zadaniem, wymagającym starannego doboru materiału i opracowania konstrukcyjnego [44, 45]. Rozkład temperatur na obwodzie tłoka jest nierównomierny. Obecność piast sworznia tłokowego oraz części łączących te piasty z denkiem tłoka powoduje, że w tych miejscach przekrój materiału jest większy niż na pozostałej części obwodu. Części o większym przekroju mają mniejszy opór cieplny, przez co temperatura powierzchni nośnej tłoka w tych rejonach jest znacznie wyższa niż w płaszczyźnie prostopadłej do osi sworznia. Na skutek tego w kierunku osi sworznia występują większe odkształcenia cieplne. Zmusza to do wykonania powierzchni nośnej tłoka jako owalnej, z dużą osią owalu przechodzącą prostopadle do osi sworznia, a małą wzdłuż sworznia aby w temperaturach roboczych powierzchnia nośna przybierała kształt walcowy lub zbliżony do walcowego [43,51].

Siła robocza działająca na tłok wywiera wpływ nie tylko na warunki tarcia tłoka o gładź cylindra, ale powoduje również odkształcenie powierzchni nośnej tłoka. W związku z tym w stanie zimnym część prowadząca powinna być tak ukształtowana, aby po odkształceniu cieplnym w temperaturach roboczych oraz pod wpływem siły bocznej zapewniała współpracę z gładzią cylindra na możliwie dużej powierzchni [41, 47].

Na skutek działania wyżej wymienionych czynników geometria powierzchni nośnej tłoka, szczególnie w silnikach silnie wysiłonych jest bardzo skomplikowana. Podczas osiągnięcia przez tłok temperatur roboczych następuje zmiana luzów pomiędzy tłokiem, a gładzią cylindra. Zmiany luzów następują również przy każdorazowej zmianie warunków pracy silnika na skutek ustalania się stanu równowagi cieplnej [5, 36].

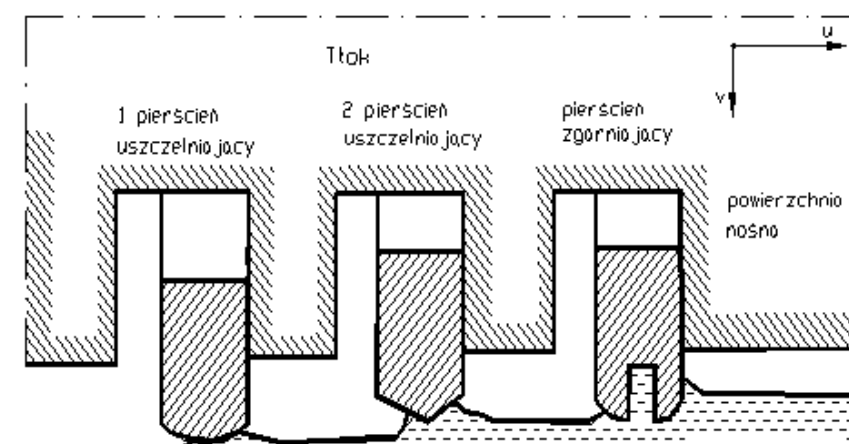
Takie wahania luzów są niekorzystne z licznych powodów: trudno jest zapewnić w dostatecznie szerokim zakresie warunków pracy silnika optymalną wartość luzu z punktu widzenia tarcia i smarowania. Wzrost luzu w niższych temperaturach roboczych powoduje wzrost obciążeń dynamicznych wywieranych przez tłok na cylinder oraz drgania tulei, hałaśliwość silnika i może prowadzić w silnikach chłodzonych cieczą do uszkodzeń kawitacyjnych cylindrów [4, 10, 51].

Kształt powierzchni nośnej tłoka, zarówno w przekroju osiowym tłoka prostopadle do osi sworzni jak i w przekroju poprzecznym, powinien być taki, aby temperaturach roboczych oraz pod działaniem sił obciążających powierzchnię nośną tłoka była zapewniona możliwie największa powierzchnia współpracy tej części z gładzią cylindra.

2.4. Współpraca elementów zespołu tłok-cylinder

Podczas pracy silnika spalinowego w chwili położenia tłoka w GMP olej smarujący w postaci mgły osiada na odsłoniętej części gładzi cylindra, tworząc warstwę o określonej grubości. Podczas przemieszczania się tłoka między punktami zwrotnymi, po warstwie oleju ślizgają się poszczególne pierścienie tłokowe [15, 17]. Szkic pakietu pierścieni pokazano na rys. 2.7. Po warstwie świeżo zgromadzonego oleju jako pierwszy porusza się tłok – jego powierzchnia boczna, a następnie pierścień zgarniający. Z kolei pierścienie uszczelniające poruszają się po warstwie filmu olejowego pozostawionej przez pierścień zgarniający. Każdy kolejny pierścień napotyka na swojej drodze warstwę filmu olejowego o grubości jaką pozostawił pierścień poprzedni. Po zmianie zwrotu tłoka kolejność następowania po sobie pierścieni jest odwrotna.

Analiza zagadnienia współpracy elementów układu tłok-cylinder wymaga uwzględnienia dużej liczby interakcji zachodzących między jego elementami.



Rys. 2.7. Szkic pakietu pierścieni w czasie ruchu od GMP do DMP – przykład położenia pierścieni w rowkach dla początku suwu rozprężania

Do najważniejszych oddziaływań między podstawowymi elementami układu tłokowo-cylindrowego, zalicza się [16]:

- tłok,
- pakiet pierścieni, w standardowym układzie złożony z dwóch pierścieni uszczelniających i pierścienia zgarniającego,
- gładź cylindrową,
- olej smarujący,
- gazy spalinowe.

Centralne miejsce przypisano gazom spalinowym jako czynnikowi niezależnemu, a jednocześnie oddziałującego na wszystkie pozostałe uwzględniane elementy. Gazy spalinowe mają bowiem wpływ na:

- złożony ruch tłoka, tj. na ruch wzdłuż tworzącej cylindra oraz ruchy boczne tłoka,
- promieniowy i osiowy ruch pierścieni w rowkach tłoka,
- zmiany ciśnienia w filmie olejowym,
- zmiany temperatury elementów.

Tłok przemieszcza się z zmienną prędkością posuwistą względem gładzi cylindrowej wymuszając identyczne przemieszczanie się osadzonych na nim pierścieni. Ruchy boczne tłoka, wywołane zmianą zwrotu działania siły normalnej, zmieniają jego pochylenie względem gładzi cylindrowej, wywołując w efekcie podobne zmiany pochylenia pierścieni tłokowych [28, 55].

Pierścienie tłokowe przemieszczają się wraz z tłokiem, wykonując jednocześnie ruchy osiowy i promieniowy w rowkach tłokowych. Chwilowe położenie pierścienia, zależne między innymi od ciśnienia panującego w filmie olejowym, wymusza grubość warstwy oleju pod i za pierścieniem.

Pod wpływem wysokiego ciśnienia i temperatury gładź cylindrowa zmienia swój profil, szczególnie w obszarze odpowiadającym GMP tłoka.

Olej smarujący, osiadający na gładzi cylindrowej, osiąga zbliżoną do niej temperaturę co powoduje, że jego lepkość ulega zróżnicowaniu wzdłuż tworzącej cylindra [21].

Analiza zjawisk zachodzących na styku danego pierścienia z gładzią cylindrową wymaga uwzględnienia wpływu pracy pozostałych pierścieni pakietu, a także powierzchni bocznej tłoka oraz cylindra. Powierzchnia boczna tłoka, podobnie jak powierzchnie robocze pierścieni, ślizga się po warstwie oleju zgromadzonej na gładzi cylindra. Przekrój cylindra odbiega od kształtu idealnego walca, co w istotny sposób wpływa na parametry filmu olejowego utworzonego na gładzi wzdłuż jego tworzącej [5, 22].

2.5. Podstawowe problemy związane z pracą układu tłok-cylinder

Pakiet pierścieni osadzony na tłoku stanowi uszczelnienie labiryntowe, którego skuteczność nigdy nie jest stuprocentowa. W wyniku czego następuje częściowe przenikanie gazów spalinowych do skrzyni

korbowej oraz oleju do komory spalania. W miarę upływu czasu eksploatacji silnika skuteczność uszczelnienia dodatkowo zmniejsza się, co jest spowodowane procesem zużywania się jego elementów składowych. Jest to głównie zużycie ściernie, spowodowane m.in. niedoborem oleju na gładzi cylindrowej w fazie tzw. zimnego rozruchu silnika, a także podczas pracy przed osiągnięciem temperatury eksploatacyjnej współpracujących elementów. Również, w trakcie prawidłowej eksploatacji dochodzi do styku współpracujących elementów, głównie w obszarach punktów zwrotnych.

Jak wspomniano wcześniej, na zespół tłok-cylinder przypada znaczna część strat tarcia całego silnika. Układ ten szacuje się na ok 50% wszystkich strat tarcia, przy czym połowa tej wielkości związana jest ze współpracą bocznej powierzchni tłoka z cylindrem [31].

Wysokie obciążenia cieplne i mechaniczne elementów zespołu tłok-cylinder jest powodem występowania szeregu niekorzystnych zjawisk. Wysoka temperatura panująca w bezpośrednim sąsiedztwie komory spalania wpływa na zmianę mikrogeometrii podstawowych elementów grupy tłokowo-cylindrowej [6]. Zmianie ulegają również właściwości materiałów, z jakich są wykonane elementy tej grupy np. na zmianę ich sprężystości własne. Wysoka temperatura prowadzi także do częściowego rozkładu oleju i odkładania laków, co w skrajnych przypadkach przyczynia się do zaklinowania pierścieni w rowkach tłoka i znacznego zwiększenia przedmuchów spalin do skrzyni korbowej [38].

Wysokie obciążenie mechaniczne, na które obok sił gazowych i bezwładności składają się również naprężenia powstające w wyniku montażu głowicy, w istotny sposób wpływają na zmianę geometrii elementów grupy tłokowo-cylindrowej. Zmienne obciążenie mechaniczne powoduje okresowy wzrost sił tarcia i tym samym zużycia ściernego, głównie pierścieni i cylindra.

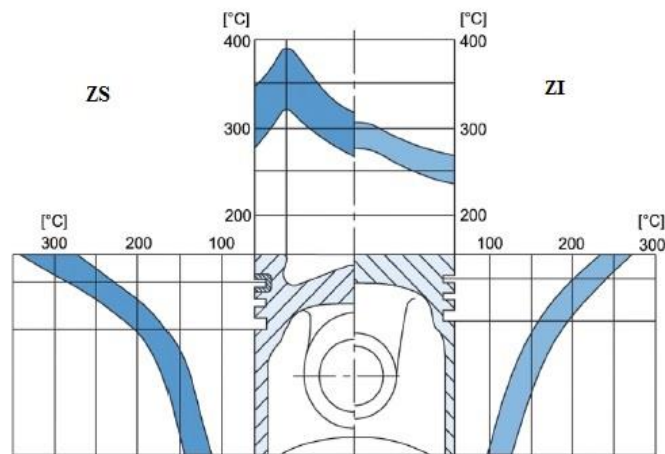
Nawet częściowe ograniczenie skutków przedstawionych zjawisk wymaga wnikliwej analizy procesów towarzyszących współpracy tłoka z pakietem pierścieni z cylindrem. Celem prezentowanych dalej badań jest poznanie zjawisk towarzyszących współpracy powierzchni nośnej tłoka i pierścieni tłokowych z cylindrem silnika. Analiza uzyskanych wyników i wypływające z nich wnioski powinny spowodować wprowadzenie niezbędnych zmian w konstrukcji badanych elementów układu tłokowo-cylindrowego, a w efekcie doprowadzić do ograniczania intensywności ich zużycia i zmniejszenia strat tarcia, przy jednoczesnym zachowaniu skuteczności uszczelnienia [1, 2, 3].

3. Procesy zużycia elementów grupy tłokowo-cylindrowej

3.1. Przyczyny zużywania się elementów grupy tłokowo-cylindrowej

Tłok z pakietem pierścieni tłokowych oraz cylindrem stanowią jeden z podstawowych węzłów kinematycznych silnika spalinowego. Dbałość o ochronę środowiska, podniesienie standardów podróży, obniżenie kosztów eksploatacji oraz produkcji, wymaganie niezawodności wymuszają nieustanną pracę nad nowymi rozwiązaniami w konstrukcji, produkcji oraz eksploatacji silników spalinowych [3]. Współpraca poszczególnych elementów grupy tłokowo-cylindrowej ma istotny wpływ na sprawność silnika oraz jego trwałość. Dokładne poznanie zjawisk smarowania i zużycia występującego podczas współpracy elementów grupy tłokowo-cylindrowej umożliwia pracę nad doskonaleniem konstrukcji zespołu tłok-pierścienie-cylinder [5].

Straty tarcia decydują o sprawności mechanicznej silnika. Ograniczenie strat tarcia przyczynia się do zmniejszenia ilości zużywanego paliwa przy wykonywaniu tej samej pracy. W nowoczesnych silnikach spalinowych za większość strat tarcia odpowiadają tłok i pierścienie tłokowe. Zespół tłok-cylinder może mieć udział nawet w okolicach 60% ogólnych strat mechanicznych w silniku spalinowym [8, 48]. Tribologiczne działanie zespołu tłok-cylinder ma istotny wpływ na sprawność oraz trwałość silnika spalinowego.



Rys. 3.1. Rozkład temperatury na tłoku dla silnika ZS i ZI [4]

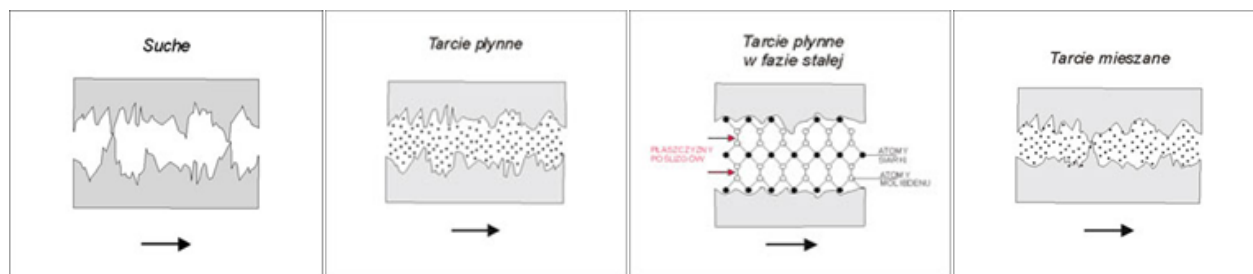
W czasie pracy silnika spalinowego denko tłoka narażone jest na bezpośredni kontakt z czynnikiem roboczym silnika spalinowego, znajdującym się w komorze roboczej silnika. W wyniku procesu spalania, temperatura czynnika roboczego może osiągnąć wartość sięgającą nawet 2000 °C. Nieuniknionym efektem oddziaływania tak wysokiej temperatury jest wymiana ciepła, która następuje głównie poprzez przejmowanie [47]. Wymiana ciepła między czynnikiem roboczym a denkiem zmienia się okresowo. Biorąc pod uwagę znaczne prędkości obrotowe wału korbowego silnika spalinowego okresy zmian są małe. Na rys. 3.1 przedstawiony został rozkład temperatury na tłoku, zarówno dla silnika ZS jak i ZI.

Zużyciem elementów pary kinematycznej nazywa się stratę materiału między stanem początkowym a stanem obecnym. Zużycie jest wynikiem zmian właściwości elementów zachodzących podczas eksploatacji [55]. Głównymi czynnikami powodującymi zużywanie się elementów grupy tłokowo-cylindrowej są [10] :

- utlenianie, powodowane przez zjawisko tarcia granicznego i mieszanego, najczęściej w pobliżu miejsc zwrotnych położenia tłoka,
- zużycie adhezyjne, będące konsekwencją braku filmu olejowego w okresie trwania rozruchu i zatrzymywania silnika,
- ścieranie, powodowane przez pojawienie się twardych zanieczyszczeń między pierścieniami a gładzią cylindra. Najczęściej są to metaliczne produkty zużycia lub cząsteczki krzemu pochodne.

Największy wpływ na zużycie silnika zazwyczaj ma proces zużywania ściernego, który występuje w strefach styku elementów grupy tłokowo-cylindrowej. Przyczyną tego zużywania jest przedostawanie się do strefy styku twardych zanieczyszczeń z paliwa, oleju, powietrza oraz cząstek metalu generowanych przez zużywanie się w procesie eksploatacji. Aby zminimalizować zużywanie ściernie stosuje się systemy filtracji układów paliwowego, smarowania i dolotowego, co pozwala dwukrotnie wydłużyć żywotność silnika.

Mniejszy wpływ na trwałość silnika ma występowanie tarcia mieszanego w zwrotnych położeniach tłoka. Tarcu mieszanemu towarzyszy utlenianie się powierzchni trących, które charakteryzuje się stosunkowo niską intensywnością.



Rys. 3.2. Zróżnicowane formy współpracy powierzchni elementów grupy tłokowo-cylindrowej [55]

W pobliżu górnego martwego punktu oraz dolnego martwego punktu między pierścieniami tłokowymi a cylindrem zachodzi zjawisko tarcia mieszanego, które prowadzi do zużywania utleniającego oraz zużywania ściernego. Proces zużywania między powierzchniami tych elementów ma charakter mechaniczno-chemiczny, rys. 3.2.

Wierzchnia warstwa omawianych elementów składa się z kilku stref. Pierwszą strefę stanowią cienkie błonki struktur wtórnych. Powstają one w skutek tarcia oraz oddziaływania bliskiego otoczenia, tworzonego przez płyn smarowy i atmosferę gazową. Druga strefa tworzona jest przed podpowierzchniową warstwą materiału. W tej strefie powstaje rozdrobniona struktura ziarnista pod wpływem sprężysto-plastycznych odkształceń pośrednich. Trzecią strefę nazywa się warstwą głębiej położoną. W tej strefie ma miejsce

zjawisko falowego odkształcenia sprężystego. Na wierzchniej warstwie występują także strefy zaadsorbowanych cząstek oleju oraz zanieczyszczeń.

Skutkiem wielokrotnego zaczepiania nierówności powierzchni współpracujących w lokalnych warstewkach powstają mikropęknięcia, które w trakcie dalszej współpracy rozwijają się oraz prowadzą do odspajania i degradacji tych warstw. Dzięki temu zjawisku w głąb materiału propagowane są oddziaływania cieplno-mechaniczne, prowadzące do przemian w warstwach podpowierzchniowych. Po zniszczeniu struktur warstwy wierzchniej jej rolę przejmuje strefa podpowierzchniowa i cykl się powtarza.

W trakcie współpracy elementów pary kinematycznej pojawienie się twardej cząstki zanieczyszczeń powoduje zainicjowanie zjawiska zużywania ściernego. Zużywanie ścierne zalicza się do chemiczno-mechanicznych lub do mechanicznych rodzajów procesów zużywania. W przypadku chemiczno-mechanicznego zużywania ściernego wskutek działania metalicznych zanieczyszczeń dochodzi do ścierania tylko cienkiej warstewki przypowierzchniowej tworzonej przez utlenione cząsteczki powierzchni elementów współpracujących [30]. Zużywanie mechaniczne zachodzi przez mikroskrawanie warstwy wierzchniej dużymi nierównościami powierzchni elementów współpracujących lub luźnymi ścierniwami. Zużywanie mechaniczne jest procesem głębszego zużycia niż zużywanie chemiczno-mechaniczne. Granicą podziału między zużywaniem mechanicznym a zużywaniem chemiczno-mechanicznym jest stosunek twardości metalu zużywanego do twardości ścierniwa.

3.2. Sposoby minimalizacji zużycia elementów grupy tłokowo-cylindrowej

Celem smarowania w silniku spalinowym jest zmniejszenie tarcia i ograniczenie zużycia powierzchni par kinematycznych. Olej smarujący poprawia również szczelność układów oraz ułatwia odprowadzanie ciepła. Zastosowanie oleju smarującego pozwala odprowadzać zanieczyszczenia oraz tłumić drgania.

Największa redukcja oporów ruchu wywołanych tarcie ślizgowym można uzyskać w procesie tarcia płynnego. Tarcie płynne pozwala całkowicie odizolować względem siebie powierzchnie elementów współpracujących. Tarcie zachodzi wówczas wewnątrz warstwy oleju. Zmniejszenie grubości filmu olejowego do pewnego stopnia może prowadzić do bezpośredniego kontaktu między powierzchniami par kinematycznych. Zjawisko takie nosi nazwę tarcia płynnego.

Utrzymanie procesu tarcia płynnego między dwiema powierzchniami ciał stałych rozdzielonych filmem olejowym wymaga spełnienia warunków smarowania hydrodynamicznego. Warunki występowania smarowania hydrodynamicznego to [7]:

- szczelina smarowa zmniejszająca się w kierunku ruchu,
- wypełnienie szczeliny lepkim płynem (smarem),
- względny ruch ciał stanowiących elementy układu tribologicznego.

Siła wyporu hydrodynamicznego warunkuje nośność układu tribologicznego, który stanowi łożysko ślizgowe. Wartość siły wyporu hydrodynamicznego zależy od:

- lepkości środka smarnego,
- kształtu szczeliny smarowej,
- prędkości względnej przemieszczających się elementów.

Tłok wraz z pierścieniami tłokowymi porusza się ze zmienną prędkością względem gładzi cylindra. W suwach dolotu i rozprężania pierścien zgnajający porusza się po warstwie świeżo zgromadzonego na gładzi cylindrowej oleju smarującego. Pierścienie uszczelniające zaś po warstwie oleju pozostawionego przez pierścien zgnajający. Większa ilość pozostaje po pierścieniu zgnajającym oznacza to, że więcej oleju dostanie się pod powierzchnie pierścieni uszczelniających. Przy zmianie zwrotu tłoka kolejność następowania po sobie pierścieni ulega odwróceniu.

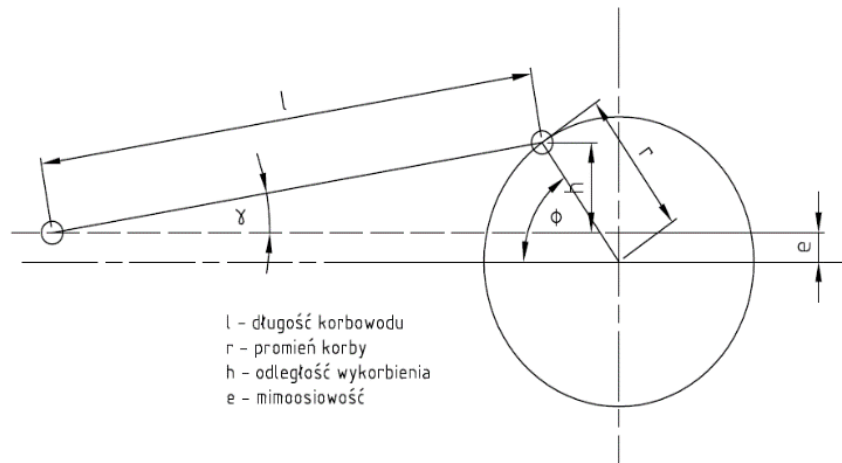
Aby powierzchnia tłoka i pierścienia była oddzielona od gładzi cylindra wymagane jest wytworzenie ciśnienia w filmie olejowym na tyle dużego, aby równoważyło ono siły obciążające pierścienie w czasie pracy. Na nośność filmu olejowego ma wpływ ciśnienie gazów z przestrzeni nad i pod tłokiem oraz sprężystość własna pierścienia.

Podstawowe wymagania i oczekiwania, jakie muszą spełniać oleje smarujące do silników spalinowych to [8]:

- maksymalne ograniczenie tarcia między współpracującymi elementami,
- efektywne odprowadzanie ciepła i produktów zużycia z węzłów kinematycznych,
- wydłużona trwałość oleju oraz uszlachetniających go dodatków podczas eksploatacji,
- ograniczenie emisji związków szkodliwych do atmosfery.

Opory tarcia wywołane przez grupę tłokowo-cylindrową stanowią 75% [42]. Wytwarzają je głównie pierścienie tłokowe, natomiast resztę przypisuje się tarcia między płaszczem tłoka a gładzią cylindrową. W celu zmniejszenia tarcia pierścieni wprowadza się tłoki z dwoma pierścieniami, doskonali się ich profil i rodzaj powierzchni ślizgowej. Zaś tarcie płaszcza tłoka przez optymalizację jego profilu.

W wielu współczesnych silnikach płaszczyzna osi cylindrów przesunięta jest w stosunku do osi wału korbowego. Przesunięcie osi cylindrów pozwala zapewnić równomierny nacisk tłoka na gładź cylindra, dzięki czemu zużywanie się cylindrów w kierunku promieniowym jest podobne w każdym punkcie. Mechanizm o przesuniętej osi cylindrów względem osi wału korbowego nazywa się mimoosiowym mechanizmem tłokowo-korbowym. Taki rodzaj mechanizmu przedstawia rys. 3.3.



Rys. 3.3. Schemat mimoosiowego mechanizmu tłokowo-korbowego [20]

Konstrukcja tłoków stosowanych w szybkoobrotowych silnikach spalinowych musi uwzględniać fakt, że tarcie o tuleję cylindra jest jednym z głównych składników strat, które decydują o sprawności mechanicznej silnika.

Tłoki do silników o zapłonie samoczynnym poddawane są większym obciążeniom niż tłoki do silników o zapłonie iskrowym. Silniki o zapłonie samoczynnym charakteryzują się wyższymi temperaturami oraz większymi ciśnieniami w procesie spalania. Tłoki wyposażone są we wzmocnione stalowe rowki pod pierścieniem uszczelniającym rys. 3.4. W celu zachowania kontroli nad rozszerzalnością termiczną płaszczu stosuje się również zatopione stalowe wkładki na wysokości osi sworznia tłokowego.



Rys. 3.4. Tłok ze stalową wkładką pod pierścień uszczelniający [46]

Firma MAHLE produkuje również tłoki wraz z kanałami chłodzonymi natryskiwanym olejem silnikowym, polepszającym odprowadzanie ciepła do denka tłoka lub kanały zamknięte, wypełnione sodem podwyższając w ten sposób współczynnik przewodności ciepła [3,44].

Standardowym rozwiązaniem zwiększającym trwałość aluminiowych tłoków do silników pojazdów ciężarowych są stalowe rowki pierścieniowe. Do wysiłonych silników o zapłonie samoczynnym stosuje się powszechnie dwuczęściowe tłoki typu Ferrotherm [44], rys. 3.5. Korona tłoka z częścią pierścieniową jest

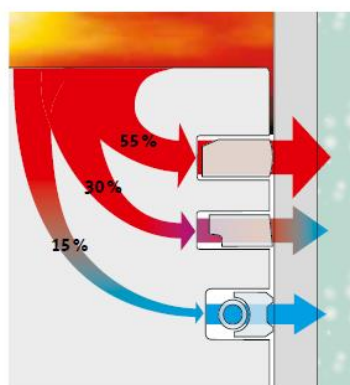
wykonana ze stali stopowej, co oznacza, że siły gazowe i dynamiczne przenoszone są na sworzeń tłokowy poprzez część stalową, która jest także odporna termicznie.

W celu uzyskania jak najmniejszej masy wymiary tłoka ograniczone są do minimum. Powoduje to jednak szybsze zużycie gładzi cylindrowej oraz powierzchni bocznej tłoka. Następuje tak ze względu na większe naciski jednostkowe.



Rys. 3.5. Tłok typu Ferrotherm [4]

Najważniejszym zadaniem pierścieni tłokowych jest zapewnienie należytej szczelności układu tłok-cylinder. Pierścienie tłokowe powinny zmniejszać do minimum opory tarcia i jednocześnie nie dopuścić do przenikania oleju z skrzyni korbowej do spalania. Kolejną funkcją pierścieni tłokowych jest prawidłowe rozprowadzenie oleju smarującego na wewnętrznej powierzchni cylindra. Pierścienie tłokowe odgrywają też znaczną rolę w odprowadzaniu ciepła od denka tłoka rys. 3.6.



Rys. 3.6. Procentowy udział przekazywania ciepła przez pierścienie tłokowe [44]

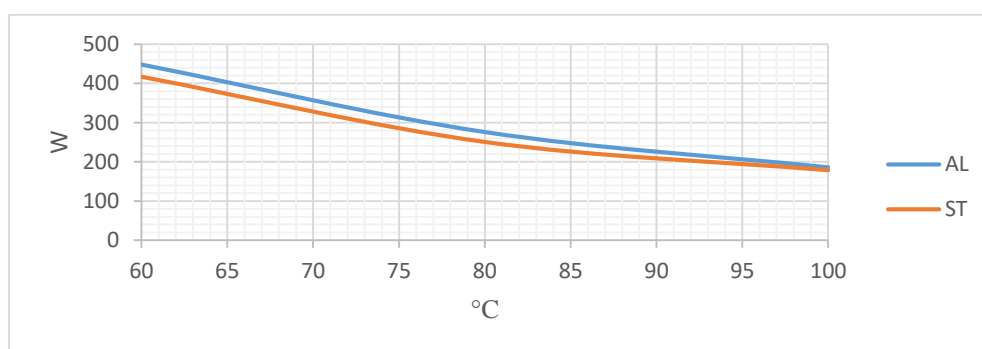
Pierścienie tłokowe są dociskane do gładzi cylindra siłami sprężystości własnej pierścienia, wspieranej dodatkowo ciśnieniem gazów roboczych. Konsekwencją działania tych sił jest nacisk wywierany na gładź cylindrową przez pierścień. Wielkość tego nacisku jest uzależniona od konstrukcji pierścienia i modułu sprężystości materiału pierścienia. Nacisk wywierany na cylinder może być na całym obwodzie równomierny lub nie w zależności od wykonania. Pierścienie okrągłe charakteryzują się jednakowym naciskiem na gładź cylindra na całym jej obwodzie. Pierścienie nieokrągłe wywierają nacisk zmienny w zależności od odległości osi zamka [19].

Bardzo niekorzystne warunki pracy tłoków wymagają spełnienia wymagań dotyczących materiałów, z których wykonywane są tłoki. Materiałami stosowanymi na tłoki są głównie stopy aluminium, stale stopowe oraz żeliwa. Aby zmniejszyć współczynnik rozszerzalności cieplnej stosuje się stopy o wysokiej zawartości krzemu. Zwiększoną twardość uzyskuje się również dzięki zabiegom obróbki cieplnej.

Coraz częściej ze względu na wyższe wskaźniki wytrzymałościowe oraz rozszerzalność cieplną stosuje się stale stopowe. Mimo dużej gęstości tłoki stalowe dorównują pod względem całkowitej masy tłokom aluminiowym, dzięki możliwości stosowania różnych kształtów o małych przekrojach rys. 3.7.



Rys. 3.7. Porównanie wysokości tłoka stalowego i aluminiowego [47]



Rys. 3.8. Porównanie wysokości tłoka stalowego i aluminiowego

Na rys. 3.8 przedstawione zostały wyniki symulacji mocy tarcia dla tłoków aluminiowych i stalowych w funkcji temperatury oleju. Redukcja tarcia wnosi ok. 6% dla tłoków stalowych w stosunku do tłoków aluminiowych.

Tłoki żeliwne charakteryzują się dobrymi właściwościami ślizgowymi, dobrymi właściwościami wytrzymałościowymi w podwyższonych temperaturach i małym współczynnikiem rozszerzalności liniowej. Żeliwo ma jednak dużą gęstość, co powoduje, że żeliwne tłoki są stosunkowo ciężkie.

Na stronie płaszcza przenoszącej siłę normalną stosuje się specjalne powłoki żywic hydroksybenzenowych związanych z grafitem. W niektórych rozwiązaniach, gdzie lekkie tłoki aluminiowe współpracują z aluminiowymi cylindrami na powierzchni ślizgowe tłoka nakładane są stalowe lub chromowe cienkie powłoki, które poprawiają warunki współpracy tych elementów [9].

Materiał na pierścienie tłokowe powinien się charakteryzować odpowiednimi właściwościami mechanicznymi, dużym modułem sprężystości, wysoką wytrzymałością na zginanie oraz ściskanie,

odpowiednią w stosunku do gładzi cylindra twardością, małym współczynnikiem tarcia i odpornością na ścieranie w stosunku do materiału cylindra, odpornością na korodujące działanie produktów spalania. Właściwości te muszą być zachowane w odpowiednich granicach zmiennych i stosunkowo wysokich temperaturach panujących w czasie pracy silnika [5].

Pierścienie tłokowe wykonywane są najczęściej z żeliwa ciągliwego lub szarego sferoidalnego. Pomiędzy składem chemicznym i twardością żeliwa a jego odpornością na zużycie nie da się ustalić prostego związku. Wyraźniejsza jest natomiast zależność między zużyciem a strukturą żeliwa. Im żeliwa jest bardziej gruboziarniste tym lepiej zachowują pod względem odporności na ścieranie. Najkorzystniejsza ze względu na zużycie zawartość węgla wynosi około 3,42%. Nieduże dodatki stopowe jak chrom, molibden zwiększają odporność żeliwa na ścieranie. Małe zawartości takich dodatków obniżają własności sprężyste pierścieni. Bardzo duży wpływ na zużycie zarówno pierścieni tłokowych jak i gładzi cylindra ma odpowiedni dobór twardości materiałów na cylinder i pierścienie.

We wcześniejszych rozwiązaniach silników spalinowych stosowano najczęściej suche lub mokre żeliwne tuleje cylindrów osadzone w aluminiowym kadłubie. Zmniejszona sztywność konstrukcji i trudności z uszczelnieniem przestrzeni cieczy chłodzącej w przypadku tulei mokrych oraz gorsze warunki odprowadzania ciepła w przypadku tulei suchych takiego rozwiązania obecnie się nie stosuje. Wprowadzenie stopów aluminium jako materiału na kadłub stało się możliwe po zastosowaniu specjalnych technologii, głównie w odniesieniu do warstwy gładzi cylindra współpracującej z tłokiem [3, 54].

W celu poprawienia współpracy gładzi cylindra z tłokiem są stosowane specjalne technologie [56] :

- Powierzchnia robocza cylindra pokryta materiałem o dobrych właściwościach ślizgowych odpornych na zużycie.

Takim materiałem może być nikiel. Tworzy on cienką warstwę o grubości 0,06-0,1 mm. Nanosi się elektrolitycznie. Taka warstwa podlega honowaniu i w efekcie uzyskuje się bardzo niewielką wartość odchyłki, średnio wynoszącą 0,4 μm . Powierzchnia ta charakteryzuje się dużą odpornością na zużycie dzięki twardości powierzchni. Dobra współpraca z tłokiem osiągnięta jest ze względu na specyficzne działanie zagłębienia po honowaniu, w których utrzymuje się olej silnikowy.

Innym materiałem używanym do tworzenia warstwy odpornej na zużycie jest chrom. Warstwę chromu również nanosi się elektrolitycznie i osiąga ona grubość 0,06 – 0,08 mm. Nanoszenie chromu poprzedzone jest radełkowaniem powierzchni cylindra. Pozwala to stworzyć przestrzenie, w których przetrzymywany jest olej silnikowy. Powłoka jest następnie honowana przy użyciu diamentowego lub ceramicznego narzędzia. W terminologii firmy MAHLE powierzchnia taka jest nazywana CROMAL [44, 45].

Kolejnym sposobem przygotowania powierzchni aluminiowego cylindra jest płomieniowe pokrycie żelaza. Po obróbce mechanicznej mikropory oraz ślady po honowaniu pozwalają na bardzo dobre utrzymywanie się filmu olejowego. Powierzchnia ta, znana jako FERRAL zapewnia dobre własności ślizgowe oraz dużą twardość powierzchni zapewniającą dużą odporność na zużycie [29].

- Powierzchnia robocza cylindra pokryta stopem aluminium o podwyższonych właściwościach mechanicznych, szczególnie twardości i odporności na ścieranie.

Powszechnie znanym stopem stosowanym do tej technologii jest hipereutektyczny stop aluminium, krzemu (17%), miedzi (4-5%) oraz magnezu (0,4-0,7%). Przed honowaniem cylindra stosuje się elektrolityczne grawerowanie powierzchni cylindra. Taka powierzchnia wymaga jednak chromowania współpracujących z nią powierzchni tłoka i pierścieni tłokowych. Zwiększenie twardości oraz odporności na zużycie jest efektem znacznego udziału krzemu w stopie [30]

Technologie kompozytowe [56] :

- stop aluminium wylewany wokół wcześniej odlanej tulei cylindrowej z żeliwa szarego. Między dwoma materiałami powstaje wiązanie metaliczne między cząsteczkowe oraz dodatkowo wiązania typowo mechaniczne. Dzięki tej technologii uzyskuje się poprawę własności mechanicznych gładzi, silne powiązanie obu materiałów, dobre przewodzenie ciepła,

- żeliwna tuleja z odpowiednio ukształtowaną powierzchnią zewnętrzną zalana w stopie aluminium. Otrzymuje się połączenie obu materiałów z jednoczesnym zwiększeniem powierzchni ciepła,

- zalanie tulei ze stopu aluminium o zwiększonej zawartości krzemu w stopie aluminium typowym dla kadłuba silnika. Powstaje wówczas powierzchnia robocza o większej twardości i odporności na zużycie z bardzo dobrym wiązaniem międzycząsteczkowym obu stopów i bardzo dobrymi warunkami odprowadzania ciepła.

Rozwój tłokowych silników spalinowych jest determinowany głównie wpływem jego działania na otoczenie człowieka. Negatywny wpływ na środowisko można zminimalizować poprzez zwiększenie sprawności silnika. Sprawność silnika wiąże się nierozłącznie ze stratami tarcia, które z kolei występują głównie w układzie tłokowo-korbowym.

Grupa tłokowo-cylindrowa jest jednym z najbardziej obciążonych zespołów silnika spalinowego. Ponadto zespół tłok-cylinder bierze udział przy zamianie ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka na ruch obrotowy wału korbowego. Tłok spełnia dodatkowo bardzo istotną funkcję ruchomej części komory spalania. Z tych względów wynika wiele wymagań, wpływających na konstrukcję, technologię wytwarzania, używanie materiały, eksploatację grupy tłokowo-cylindrowej.

Podczas wielu badań znacznie poprawiono sprawność silnika spalinowego, straty generowane podczas zmiany energii chemicznej na mechaniczną, parametry pracy. Mimo to silnik spalinowy wymaga dalszej nieustanej pracy nad doskonaleniem. Grupa tłokowo-cylindrowa jest jedną najważniejszych grup silnika spalinowego i posiada bardzo dużo rozwiązań konstrukcyjnych.

Znaczne pole manewru przy udoskonaleniu grupy tłokowo-cylindrowej zostawia materiałoznawstwo oraz duży postęp w tej dziedzinie w ostatnich latach. Nowe materiały, głównie kompozyty wykazują bardzo dobre właściwości i prace nad ich wykorzystaniem powinny pomóc udoskonalić pracę grupy tłokowo-cylindrowej. Nowe rodzaje płynów eksploatacyjnych powinny pozwolić również poprawić bilans strat tarcia i zużywania się elementów grupy tłokowo-cylindrowej.

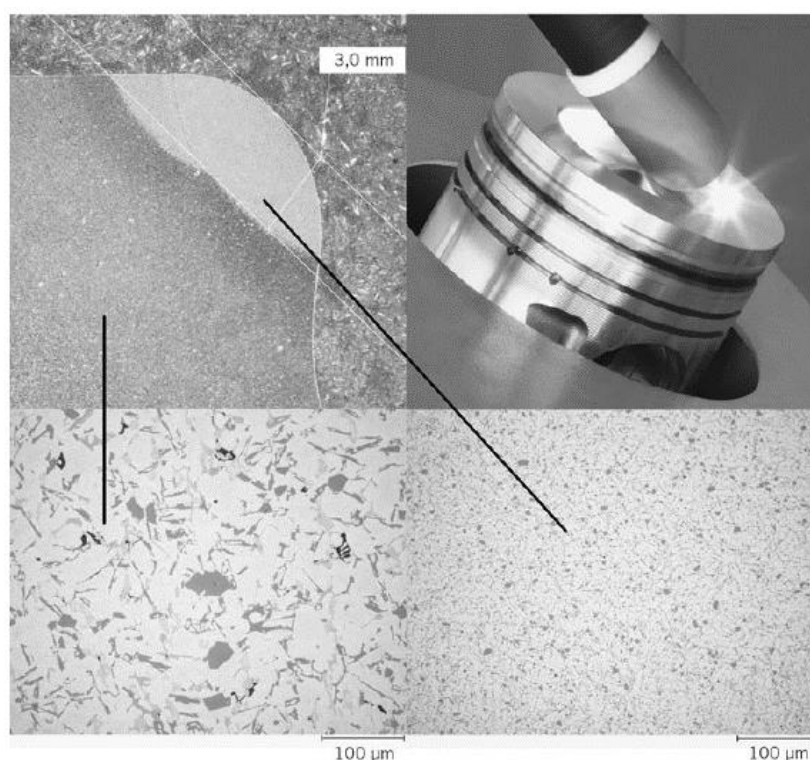
4. Technologie konstrukcji tłoków w aspektach redukcji strat tarcia oraz zużycia paliwa

4.1. Technologia produkcji tłoka aluminiowego

Standardem w budowie współczesnych silników spalinowych jest stosowanie tłoków wykonanych jako odlewy stopu aluminium z krzemem oraz dodatkami stopowymi jak miedź, mangan, nikiel. Wysokie wartości ciśnienia panującego w cylindrze oraz wynikające z dużej mocy jednostkowej obciążenia cieplne wymagają stosowania zaawansowanych technologii wytwarzania tłoków. Szczególny przypadek stanowią tłoki doładowanych silników ZS, które charakteryzują się dużymi obciążeniami cieplnymi [13, 53]. Wynikają one z dużej powierzchni przejmowania ciepła od gazów spalinowych, intensywności przejmowania ciepła wywołanej strukturą wirowego przepływu ładunku w cylindrze oraz czasu trwania procesu spalania.

Jedną z nowoczesnych technik obróbki tłoków aluminiowych jest lokalne przetapianie krawędzi komory spalania rys. 4.1, stosowana w celu uzyskania drobnoziarnistej struktury krystalicznej.

Struktura krystaliczna materiału budowy tłoka cechuje się zróżnicowaną rozszerzalnością cieplną, co w warunkach cyklicznych wahań temperatury prowadzi do powstawania naprężeń na granicy faz i w efekcie może doprowadzić do pęknięcia materiału tłoka. Wdrożony do produkcji przez firmę Federal-Mogul GmbH proces lokalnego przetapiania i szybkiego chłodzenia materiału pozwala na zmniejszenie wymiarów ziarna krzemu z 50 μm do ok. 5 μm , co przyczynia się do zwiększenia odporności na pęknięcie. Dzięki temu procesowi możliwe jest także zwiększenie temperatury tłoka w obszarze krawędzi komory spalania do wartości ok. 420 $^{\circ}\text{C}$.



Rys. 4.1. Struktura krystaliczna materiału tłoka $\text{AlSi}_{13}\text{Cu}_4\text{Ni}_3$ wykonanego przez firmę Federal-Mogul [3]

4.2. Zastosowanie tłoków stalowych w silnikach pojazdów lekkich

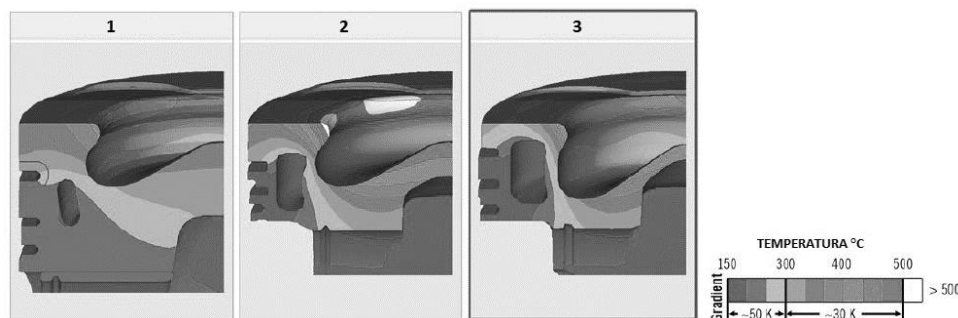
Dalsze zwiększanie stopnia wysilenia silników spalinowych a szczególnie silników ZS powoduje, że tłoki pracują w granicach obciążeń dopuszczalnych. Wymaga to zastosowania innego materiału niż powszechnie stosowane stopy aluminium w konstrukcji tłoków. Jednym z takich materiałów jest stal. Tłoki wykonane ze stali, stosowane były już wcześniej w silnikach pojazdów ciężarowych, jednak obecnie mogą stanowić alternatywny materiał do wytwarzania tłoków silnie wysilonych silników samochodów osobowych.

Jako materiał na tłoki używane są stosunkowo tanie stale niskostopowe lub wysokostopowe poddawane obróbce plastycznej. Na rys. 4.2 przedstawiony został przekrój tłoka stalowego przeznaczonego do silników ZS samochodów osobowych i lekkich samochodów dostawczych. Jednym z pierwszych producentów, który zastosował tłoki stalowe w doładowanym silniku ZS samochodu osobowego jest Mercedes-Benz [46].



Rys. 4.2. Przekrój tłoka stalowego [3]

Stal cechuje przede wszystkim małą wartość współczynnika rozszerzalności cieplnej. Dodatkowo tłok wykonany ze stali ma powiększony kanał chłodzący, który chroni część pierścieniową przed oddziaływaniem wysokiej temperatury skupiając ją w górnej i dolnej części komory spalania. Skutkiem tego jest niższa temperatura rowków pierścieniowych niż w tłoku aluminiowym. Działanie wysokiej temperatury ma również duży wpływ na zmniejszenie wytrzymałości tłoka. Stal w porównaniu z aluminium charakteryzuje się większą odpornością w warunkach wysokich temperatur. Rozkład gradientu temperatury dla tłoka aluminiowego i stalowego przedstawiony został na rys. 4.3.

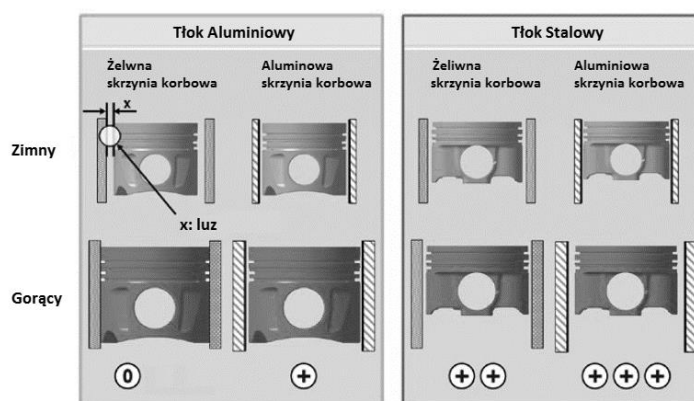


Rys. 4.3. Rozkład gradientu temperatury dla tłoka aluminiowego-1, tłoka stalowego-2, tłoka stalowego z większym kanałem chłodzącym-3 [46]

Dodatkowym kryterium ograniczenia strat tarcia tłoka stalowego względem tłoka aluminiowego jest zmniejszenie jego powierzchni kontaktu z gładzią cylindra, przy czym masa tłoków stalowych jest porównywalna z masą tłoków wykonanych ze stopu aluminium. Mniejsza rozszerzalność stali pozwala na zachowanie większego luzu tłoka powodując mniejsze oddziaływanie pomiędzy tłokiem a gładzią cylindra. powierzchnia kontaktu tłoka z cylindrem, jednocześnie redukując siły tarcia oraz zapewniając ciągłość filmu olejowego. Ponadto powierzchnia nośna tłoka stalowego została zmniejszona, przez co ograniczona została

Tłoki stalowe w przeciwieństwie do tłoków aluminiowych, w warunkach wysokiej temperatury pracują w warunkach luzu mniejszego oraz redukują siły wywierane przez tłok na gładź cylindra.

Tłoki aluminiowe charakteryzują się większą rozszerzalnością ciepną niż tłoki stalowe. W warunkach dużych obciążeń mechanicznych występuje tarcie między powierzchnią nośną tłoka a gładzią cylindra. Wynika to ze zwiększenia średnicy tłoka aluminiowego pod wpływem działania wysokiej temperatury. Skutkuje to zmniejszeniem wartości luzu pomiędzy tłokiem a gładzią cylindra. Mniejsza rozszerzalność cieplna tłoka stalowego sprawia, że kontakt tłoka z cylindrem jest mniejszy. Luz tłoka stalowego zachowuje większą wartość prowadząc do zredukowania tarcia, rys. 4.4.



Rys. 4.4. Schematyczne przedstawienie pracy tłoka aluminiowego i stalowego w cylindrze dla różnych skrzyńi korbowych w warunkach startu (zimny) i podczas rozgrzania (gorący) [46]

Ze względu na mniejszą rozszerzalność ciepną stali, możliwe jest ograniczenie luzu tłoka i zmniejszenia hałasu wynikającego z ruchu poprzecznego tłoka w warunkach małego i średniego obciążenia, jednak w warunkach dużych obciążeń emisja hałasu wzrasta.

Tłoki stalowe również ze względu na gorsze odprowadzanie ciepła przyczyniają się do wzrostu temperatury powierzchni komory spalania co w efekcie przekłada się na wzrost sprawności cieplnej silnika jednocześnie redukując emisję CO, HC i PM jednak prowadzi do znacznego wzrostu NOx.

4.3. Zastosowanie powłok o korzystnych właściwościach trybologicznych

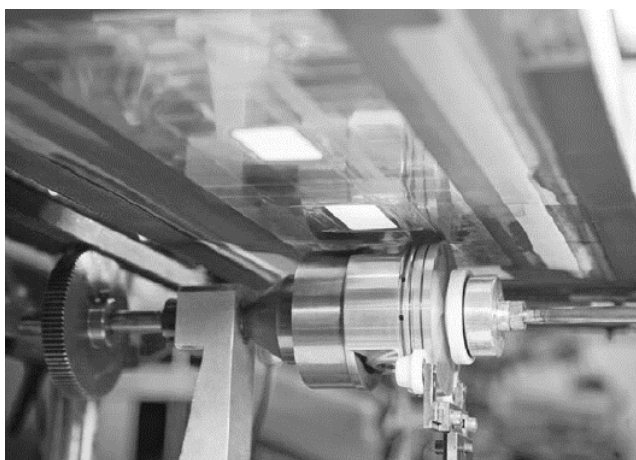
Kolejną metodą redukcji strat tarcia w grupie tłok-cylinder jest stosowanie różnego typu powłok na powierzchni nośnej tłoka. Najczęściej uszlachetnianie powierzchni tłoków silnika spalinowego polega na

hartowaniu lub nanoszeniu warstwy chromu albo innych materiałów, które charakteryzują się dobrymi właściwościami trybologicznymi. Od kilku lat bardzo szybko rozwijają się metody uszlachetniania powierzchni przez nanoszenie różnego typu powłok na powierzchni nośnej tłoka [3, 5, 8, 9, 30, 39, 40, 56].

Powłoki są stosowane na powierzchni nośnej niemal wszystkich tłoków współczesnych silników wolnossących i doładowanych. Celem ich stosowania jest przede wszystkim uniknięcie zatarcia tłoka w niekorzystnych warunkach pracy silnika jak:

- lokalne zmniejszenie luzu tłoka wywołane deformacją wynikającą z cieplnych i mechanicznych obciążeń cylindra,
- zmniejszenia luzu tłoka w następstwie jego przegrzania,
- niewystarczającej grubości warstwy oleju w czasie rozruchu silnika,
- pogorszenia właściwości oleju spowodowane wysoką temperaturą,
- stanu silnika przed zakończeniem procesu docierania.

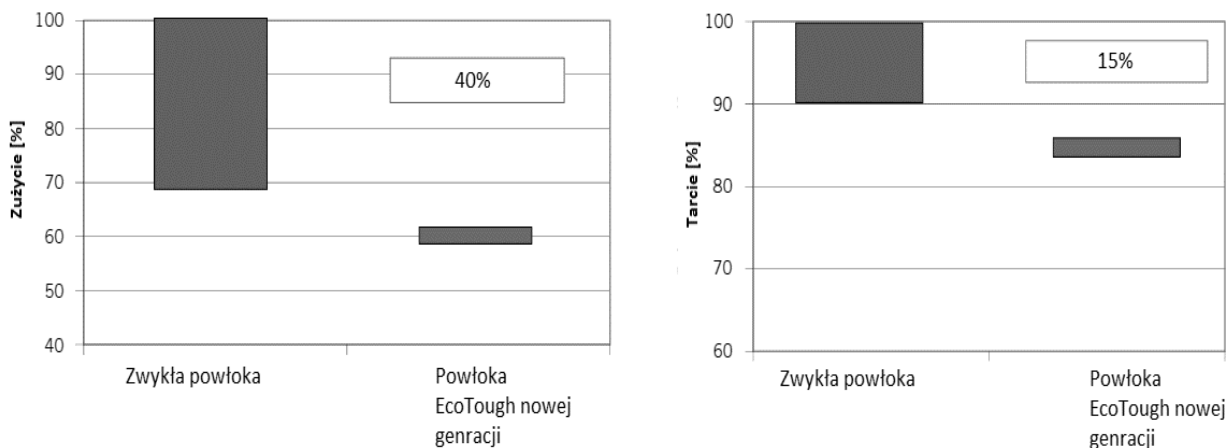
Standardowe warstwy powłok stosowanych na powierzchni nośnej tłoków, zawierają grafit rozpuszczony w żywicy poliamidowoimidowej oraz nanoszone są metodą sitodruku a następnie utwardzane w wysokiej temperaturze rys. 4.5. Przykładem powszechnie stosowanej powłoki jest Grafal 255, który zawiera ok. 35% grafitu, bez dodatków pełniących funkcję modyfikatorów tarcia.



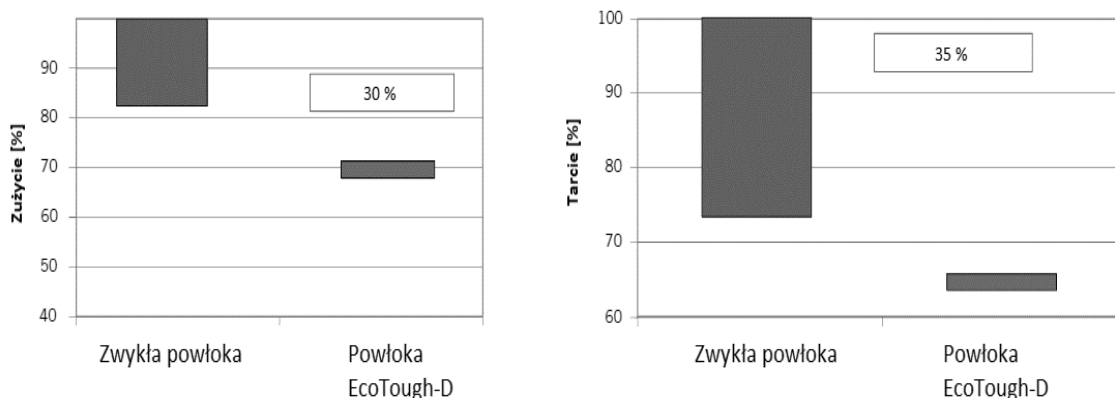
Rys. 4.5. Nakładanie powłok na powierzchni nośnej tłoka metodą sitodruku [5]

Nowe rodzaje powłok zawierają dwusiarczek molibdenu i inne związki chemiczne modyfikujące tarcie jednocześnie zapewniając ciągłość filmu olejowego pomiędzy tłokiem a gładzią cylindra.

Najnowsze rodzaje powłok zostały opracowane przez firmę Federal-Modul GmbH, zarówno dla tłoków aluminiowych powłoka EcoTough New Generation oraz dla tłoków stalowych EcoTough-D. Na rys. 4.6-7 zestawione zostały wyżej wymienione powłoki w porównaniu ze standardowymi powłokami na bazie grafitu oraz ich wpływ na tarcie i zużycie w węzle tłok-cylinder.



Rys. 4.6. Zużycie i tarcie powłoki EcoTough ze standardową powłoką na bazie grafitu dla tłoka aluminiowego [5]



Rys. 4.7. Zużycie i tarcie powłoki EcoTough-D ze standardową powłoką na bazie grafitu dla tłoka stalowego [5]

Wyniki badań jednoznacznie potwierdzają pozytywną rolę standardowo stosowanych powłok w zakresie ograniczenia możliwości zacierania tłoka w cylindrze i zmniejszenia zużycia powierzchni cylindra w normalnych warunkach pracy silnika. W rzeczywistych warunkach pracy silnika całkowite straty tarcia zależą przede wszystkim od warunków tarcia płynnego i dlatego zastosowanie powłok nie daje bezpośrednich dużych korzyści w zakresie ograniczenia tarcia [25].

Zastosowanie powłok na powierzchni nośnej tłoków może mieć ograniczoną powierzchnię i może być pokryte dodatkowo warstwami przeciwtarciowymi. Mniejsze wartości strat tarcia w grupie tłok-cylinder prowadzi jednocześnie do zmniejszenia zużycia paliwa a tym samym emisji CO₂. Ponadto przekłada się to na zwiększenie sprawności mechanicznej silnika spalinowego.

Przeanalizowane w tym rozdziale innowacyjne technologie konstrukcji tłoków prowadzą do redukcji strat tarcia, przyczyniając się jednocześnie do wzrostu sprawności mechanicznej silnika spalinowego oraz redukcji zużycia paliwa, a tym samym mniejszej emisji spalin.

W nowoczesnych silnikach dąży się do ograniczenia luzu tłoka, zaś wraz ze zmniejszeniem luzu tłoka rosną korzyści z zastosowania powłokami jego powierzchni nośnej. W przypadku zastosowania tłoków stalowych korzystne jest dalsze ograniczenie ich luzu dzięki mniejszej rozszerzalności cieplnej stali. Zastosowanie powłok na powierzchni nośnej tłoka poprawia warunki pracy przy bardzo dużych

obciążeniach silnika doładowanego i przeciwdziała zatarciu. Warunki takie umożliwiają rozwój koncepcji downsizingu i skonstruowanie silnika o większej mocy jednostkowej.

5. Cele i teza pracy

Redukcja strat tarcia w grupie tłok-cylinder odgrywa kluczową rolę w uzyskaniu wyższej sprawności ogólnej silnika spalinowego. Jednym z głównych celów jakie są stawiane silnikom spalinowym jest osiągnięcie niskiego zużycia paliwa i ograniczonej emisji szkodliwych składników spalin. Jest to możliwe między innymi dzięki zmniejszeniu prędkości obrotowej silnika w przeciętnych warunkach eksploatacji, co przy stałym zapotrzebowaniu na moc oznacza pracę silnika w zakresie zwiększonego ciśnienia użytecznego. Zwiększenie ciśnienia użytecznego uzyskuje się przez zmniejszenie pojemności skokowej silnika oraz zastosowaniem różnego typu doładowania. Jest to tendencja stosowana w konstrukcji silników spalinowych, znana pod pojęciem downsizing.

Zgodnie z założeniami idei downsizingu, zwiększeniu ulegają obciążenia cieplne, zarówno w warunkach charakterystyki zewnętrznej jak i przeciętnych warunkach eksploatacji silnika. Obciążenia cieplne mają szczególnie negatywny wpływ na konstrukcję tłoka silnika spalinowego, ponieważ tłoki pracują w warunkach obciążeń dopuszczalnych. Ponadto powodują one zwiększenie maksymalnych wartości temperatury występującej lokalnie w obszarach denka oraz półki ogniowej tłoka.

W takich warunkach tłoki wykonane ze stopów aluminium, które obecnie jest standardowym materiałem w konstrukcji, narażone są na wysokie obciążenia mechaniczne i cieplne. Coraz trudniej jest więc sprostać wyżej wymienionym wymaganiom konstrukcji tłoków wykonanych ze standardowych materiałów i klasycznych technologii ich wytwarzania.

Jedną z możliwości zapewnienia odpowiednich parametrów funkcjonalnych tłoków jest stosowanie nowych materiałów, charakteryzujących się małą wartością współczynnika rozszerzalności cieplnej oraz wyższych parametrów wytrzymałościowych. Inną możliwością jest stosowanie nowych technologii wytwarzania tłoka wpływających na jego cechy konstrukcyjne.

Geometria szczeliny pomiędzy powierzchnią nośną tłoka a cylindrem w bardzo dużym stopniu wpływa na straty tarcia w silniku spalinowym. Okazuje się, że na wymienione straty tarcia w większym stopniu wpływa obszar pokryty filmem olejowym niż grubość filmu olejowego rozdzielając dwie współpracujące powierzchnie. Zabiegiem zmniejszającym obszar pokrycia filmem olejowym jest baryłkowy lub inny kształt mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoka pozwalający wywołać film olejowy.

Do wyznaczania parametrów filmu olejowego są obecnie wykorzystywane zarówno badania eksperymentalne jak i metody symulacyjne oparte na metodach numerycznych [2, 11, 29, 37, 38, 43, 52, 53, 54]. W niniejszej pracy obie wymienione metody, eksperymentalna i symulacyjna, posłużyły do określenia parametrów filmu olejowego w warunkach odpowiadających specyfice pracy silnika spalinowego. Ponieważ eksperymentalne wyznaczenie parametrów filmu olejowego podczas pracy silnika spalinowego jest bardzo trudne, m.in. ze względu na brak odpowiednio małych wartości, dlatego do pomiarów posłużono się stanowiskiem modelowym.

Celem pracy jest określenie wpływu kształtu mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoka w warunkach przeciętnych obciążeń mechanicznych i cieplnych na:

- warunki tworzenia filmu olejowego,
- parametry geometryczne tłoka,
- wielkość strat tarcia,
- sprawność mechaniczną,
- zużycie powierzchni współpracujących elementów tłok-cylinder.

Tak zdefiniowane cele pracy pozwoliły na określenie celów cząstkowych:

- opracowanie procedury doboru kształtu mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoka,
- opracowanie metody pomiaru parametrów geometrycznych tłoka,
- budowa modelu matematycznego pozwalającego określić wpływ kształtu powierzchni nośnej tłoka na parametry filmu olejowego,
 - opracowanie metody pomiaru strat tarcia dla różnych kształtów powierzchni nośnej tłoka na stanowisku badawczym,
 - weryfikacja wyników otrzymanych za pomocą modelu matematycznego w oparciu o wyniki badań stanowiskowych.

Podstawowym pytaniem badawczym jest jak wpływ na parametry filmu olejowego i wartość strat tarcia ma zmiana mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoka. W oparciu o analizę teoretyczną procesu generowania filmu olejowego pomiędzy współpracującymi powierzchniami zespołu tłok-cylinder z gładzią cylindra postawiono następującą tezę:

Istnieje możliwość doboru takiego kształtu mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoka, który w warunkach przeciętnych obciążeń mechanicznych i cieplnych zapewni ciągłość filmu olejowego oraz zmniejszenie strat tarcia.

6. Sposób rozwiązania problemu badawczego

Procesy tarcia hydrodynamicznego są nieuniknioną konsekwencją konstrukcji mechanizmu tłokowo-korbowego silnika spalinowego. Poznanie parametrów tarcia hydrodynamicznego i określenie ich wzajemnych relacji jest zadaniem, które podejmowane jest przez wielu badaczy. Stały proces doskonalenia budowy silnika polega na stosowaniu nowych materiałów i technologii ich obrabiania, w celu zwiększenia jednostkowej mocy silnika spalinowego. Większa koncentracja mocy, przy oczekiwanej poprawie sprawności obiegu termodynamicznego, prowadzi do wzrostu ciśnienia spalania i maksymalnych temperatur w cylindrze. Wynikające stąd większe obciążenia mechaniczne i cieplne wymuszają modyfikację konstrukcji poszczególnych elementów zespołu tłok-cylinder, a ich wzajemne relacje geometryczne podlegają stopniowej ewolucji. Oprócz poznanych zjawisk towarzyszących tarcia hydrodynamicznemu, ważną rolę odgrywają zjawiska sprężystego odkształcenia współpracujących powierzchni. Stąd wnioski płynące z badań tribologicznych silników przeprowadzonych przed kilkoma dziesięcioleciemiami mogą jedynie w ograniczonym zakresie dotyczyć współczesnych silników spalinowych. O celowości ciągłości prowadzenia badań tribologicznych decyduje przede wszystkim ciągłe doskonalenie technik pomiarowych.

Pomiary prowadzone w obszarze występowania filmu olejowego pozostają jednak nadal jednym z najtrudniejszych zagadnień eksperymentalnych, stąd często uzupełniane są numeryczną symulacją prowadzoną dla modelu fizycznego par trących. Dostępne obecnie moce obliczeniowe i modele matematyczne pozwalają na prowadzenie obliczeń coraz bardziej złożonych dla rozbudowanych modeli fizycznych, również w warunkach dynamicznych. Etap symulacji numerycznych ma jednak pewne ograniczenia. W dalszym ciągu nieuniknione są uproszczenia wynikające np. z nieuwzględnienia struktury powierzchni trących, mikronierówności, lokalnych odkształceń itp. Obróbka końcowa gładzi cylindrowej w wyniku honowania prowadzi do powstawania siatki zarysowań o różnej głębokości, które w czasie pracy silnika wypełnione są olejem zapewniającym właściwe smarownie, szczególnie w warunkach dynamicznego obciążenia. Uwzględnienie w obliczeniach wpływu takiej struktury powierzchni na straty tarcia możliwe jest jedynie przez empirycznie dobrane współczynniki. Należy zatem przyjąć, iż symulacje numeryczne są niezbędnym uzupełnieniem i rozwinięciem badań eksperymentalnych leżących u podstaw rozwiązania postawionego problemu badawczego.

W niniejszej pracy szczególną wagę przywiązuje się do kompleksowości analizy zjawisk towarzyszących hydrodynamicznemu tarcia w głównym węźle kinematycznym mechanizmu tłokowo-korbowego. Będący przedmiotem wielu rozważań wpływ kształtu mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoka na starty tarcia oraz parametry filmu olejowego pokrywającego gładź cylindra, uzależniony jest w dużej mierze od grubości warstwy oleju na gładzi cylindra. Ponieważ, gładź cylindra smarowana jest olejem wypływającym z łożysk korbowych wału korbowego, wymagane jest ustalenie podaży oleju, w drodze analizy warunków pracy łożysk korbowych.

Pomiar dla łożysk korbowych jest wyjątkowo trudny do zrealizowania ze względu na ruch wahadłowy obudowy łożyska [32]. Rolę bezpośredniego pomiaru trajektorii osi czopa łożyska korbowego przyjmuje zatem symulacja numeryczna. Określenie odpowiednich współczynników obliczeniowych oraz weryfikacja poprawności modelu obliczeniowego zapewnia pomiar dokonany w łożysku głównym. Znajomość chwilowego położenia osi czopa w łożysku umożliwia obliczenie strumienia oleju opuszczającego łożysko i smarującego dalej gładź cylindra. Badanie wpływu kształtu mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoka na parametry filmu olejowego w zależności od podaży oleju odbywa się na drodze symulacji numerycznych. Wyższość metody obliczeniowej polega w tym przypadku na możliwości zbadania wielu różnych wersji kształtu mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoka. Ostateczne sprawdzenie poprawności modelu matematycznego jest możliwe zarówno dla tłoków standardowych jak i eksperymentalnych, zamontowanych w silnikowym stanowiska modelowego poprzez porównanie obliczonego całkowitego momentu sił tarcia z momentem zmierzonym. Stanowisko modelowe zostało tak skonstruowane, że wszystkie mechanizmy pomocnicze silnika napędzane są odłączone. Mierzony moment napędowy pochodzi zatem wyłącznie od strat w mechanizmie tłokowo-korbowym.

Konstrukcja stanowiska modelowego wykorzystanego w badaniach w ramach realizacji niniejszej pracy, umożliwia dokonanie pomiaru pewnych parametrów, w pracującym rzeczywistym silniku nieuchwytnych pomiarowo, jednak możliwość ta okupiona jest brakiem spalania w cylindrach stanowiska modelowego. Brak procesu spalania uniemożliwia analizę wpływu zmieniających się wraz z obciążeniem silnika sił gazowych na parametry tarcia hydrodynamicznego w łożyskach wału korbowego. Dla zapewnienia pewnej wzajemnej porównywalności wyników uzyskanych symulacji numerycznych oraz na stanowisku symulacyjnym w obu przypadkach badano silnik tego samego typu.

Reasumując, w celu wykazania prawdziwości postawionej tezy zastosowano następujące środki:

- opracowanie eksperymentalnej mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoka,
- symulacje numeryczne prowadzone w programie komputerowym „Kolben” [16],
- wykonanie i pomiar mikrogeometrii powierzchni nośnej eksperymentalnych tłoków,
- pomiar eksperymentalnych tłoków na stanowisku modelowym.

Poszczególne środki nie powinny być i nie są stosowane oddzielnie, lecz są powiązane ze sobą licznymi zależnościami. Wymienione metody pomiarów i obliczeń stanowią jeden złożony mechanizm służący weryfikacji postawionej tezy pracy.

7. Symulacyjne badanie wpływu kształtu powierzchni bocznej tłoka na straty tarcia

7.1 Cel symulacji i zakres badań

W celu realizacji zadań wynikających z postawionej tezy pracy przeprowadzono szereg obliczeń z wykorzystaniem pakietu programów „Kolben”, napisanych w Zakładzie Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej [16]. Działanie programów „Kolben” polega na wykorzystaniu zależności hydrodynamicznej teorii smarowania w celu numerycznego wyznaczenia parametrów określających współpracę tłoka z pakietem pierścieni z gładzią cylindrową i nie uwzględnia takich czynników jak tribologiczne właściwości materiałów pary trącej w warunkach tarcia granicznego. Przeprowadzone symulacje miały na celu określenie cech profilu powierzchni nośnej w warunkach tarcia płynnego, czyli warunków, które dominują przez większość czasu pracy silnika spalinowego na parametry filmu olejowego pokrywającego gładź cylindra oraz strat tarcia w grupie tłok-cylinder.

Dane wejściowe do symulacji stanowią:

- zdefiniowane relacje geometryczne w grupie tłok-cylinder,
- kąt pochyleń poprzecznych tłoka,
- sprężystość pierścieni tłokowych,
- masa oscylacyjna,
- lepkość oleju,
- odnawialna warstwa oleju ZWP, określana jako grubość warstwy oleju natryskiwanego na gładź cylindra w czasie jednego obrotu wału korbowego. Zakłada się stałą grubość warstwy oleju natryśniętego na tę część gładzi cylindra, która nie jest zasłonięta przez tłok znajdujący się w GMP,
- prędkość obrotowa silnika,
- obciążenie silnika, definiowane jako zestaw parametrów termodynamicznych.

Analizowane w niniejszej pracy wyniki prowadzonych symulacji to:

- obliczone grubości filmu olejowego występującego pomiędzy gładzią cylindra a powierzchniami ślizgowymi poszczególnych pierścieni,
- grubość filmu olejowego towarzyszącego współpracy powierzchni nośnej tłoka i cylindra,
- obszar występowania filmu olejowego na powierzchniach ślizgowych pierścieni oraz powierzchni nośnej tłoka,
- grubość warstwy oleju pozostającej na gładzi cylindra po przejściu tłoka i kolejnych pierścieni,
- siła tarcia towarzysząca współpracy poszczególnych par kinematycznych mechanizmu tłokowo-korbowego.

Parametry filmu olejowego jak grubość i obszar występowania wyznaczane są w funkcji kąta obrotu wału korbowego, zaś szacowane na bazie ich straty tarcia są w ostatnim kroku obliczeniowym uśredniane dla całego cyklu pracy silnika. Szczegółowy opis struktury i funkcjonalności programów symulacyjnych wykorzystywanych w niniejszej pracy wykracza poza jej zakres, opis programów wraz z kodem źródłowym

znajduje się w pozycjach literaturowych [16, 17, 26]. Program symulacji numerycznych ułożono tak, aby można było zweryfikować prawidłowość tezy postawionej w rozdziale V niniejszej pracy. Uzyskane wyniki winny zatem umożliwić ustosunkowanie się do następujących zagadnień:

- Czy istnieje możliwość optymalizacji kształtu mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoka, że uzyskana zostanie redukcja strat tarcia w grupie tłok-cylinder dla warunków odpowiadających niewielkiemu obciążeniu i prędkości obrotowej silnika.
- Jak kształt mikrogeometrii powierzchni nośnej wpływa na film olejowy, podczas pracy silnika spalinowego.
- Jak kształt mikrogeometrii powierzchni nośnej wpływa na straty tarcia w silniku spalinowym.

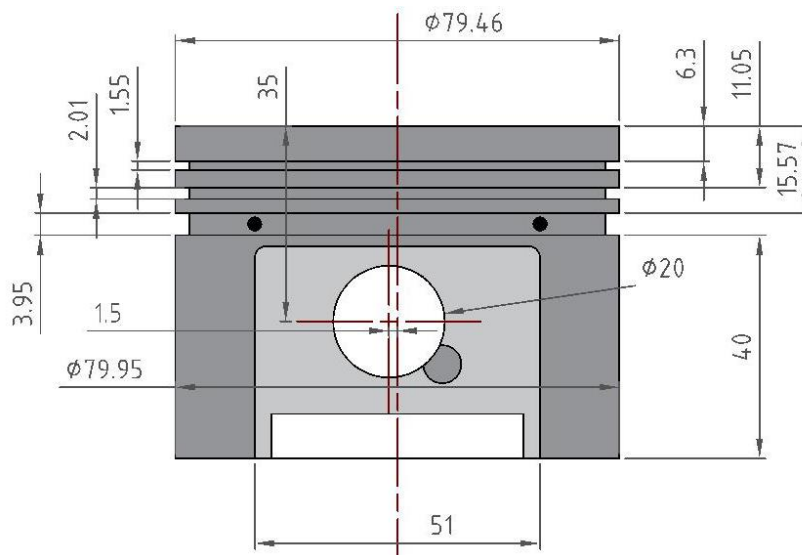
Na podstawie powyższego kryterium opracowano wyszczególnione poniżej wytyczne do programu symulacji:

- Dane wejściowe wprowadzane do programu symulacyjnego „Kolben” należy zweryfikować z wartościami rzeczywistymi, uzyskanym we wcześniejszych badaniach, dodatkowo przeprowadzając eksperymenty i pomiary w celu porównania ich z badaniami na stanowisku modelowym.
- Obliczenia winny być przeprowadzane dla opracowanych kształtów mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoka, przy czym jako wyjściowy potraktować należy kształt powierzchni bocznej tłoka stosowanego seryjnie. Jest to tłok o baryłkowym kształcie powierzchni bocznej. Następnie obliczenia winny być przeprowadzone dla opracowanych eksperymentalnych kształtów mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoków w oparciu o szczegółową analizę parametrów filmu olejowego.
- Obliczenia należy każdorazowo przeprowadzić dla co najmniej dwóch punktów pracy silnika, w warunkach pełnej mocy oraz przy niewielkiej prędkości obrotowej i obciążeniu. W obu przypadkach uwzględnić należy zróżnicowaną temperaturę oleju i inne parametry, przyjmując wartości przeciętne występujące w danych warunkach pracy silnika.
- Dla każdego opracowanego kształtu powierzchni nośnej tłoka, w każdym punkcie obliczeniowym pracy silnika należy wariantować obliczenia w zależności od parametru ZWP, określającego ilość oleju natrykiwanego na gładź cylindra oraz temperatury oleju smarującego.

Sformułowany w ten sposób plan badań symulacyjnych, według powyższych wytycznych, wymaga realizacji pierwszego z wymienionych punktów, polegającej na określeniu danych wejściowych. Sposób rozwiązania postawionego zadania oraz uzyskane wyniki przedstawione zostaną w kolejnym punkcie rozprawy.

7.2. Dane wejściowe do badań symulacyjnych

Wymiar tłoka seryjnego, oznaczonego jako referencyjny do przeprowadzenia obliczeń w programie „Kolben” przedstawiono na rys. 7.1.



7.1. Wymiary tłoka silnika Fiat 170.A046

Kształt powierzchni bocznej tłoka fabrycznego został określony w wyniku badań metrologicznych w Zakładzie Metrologii Politechniki Poznańskiej. Masę elementów zespołu tłok-cylinder wyznaczono przez zważenie, a wyniki zestawiono w tabeli 7.1.

Tab. 7.1. Masa elementów zespołu tłok-cylinder

Masa tłoka	310 g
Masa tłoka ze sworzniem, zabezpieczeniem i pierścieniami	413 g
Masa korbowodu z panewkami, śrubami i nakrętkami	478 g
Masa w ruchu posuwisto-zwrotnym	572 g

Do obliczeń przyjęto masę wykonującą ruch postępowo-zwrotny równą sumie masy tłoka ze sworzniem tłokowym, zabezpieczeniem i pakietem pierścieni oraz jednej trzeciej części masy korbowodu. Następnie przeprowadzono próbę oszacowania maksymalnego kąta jaki oś tłoka tworzy z osią cylindra na skutek ruchów poprzecznych. Kąt ten wyznaczono dla tłoka znajdującego się w położeniu GMP. Jego ukośne ustawienie wymuszano działając siłą, przy zdemonstrowanej głowicy cylindrów i miski olejowej na stanowisku modelowym. Pomiar polegał na określeniu za pomocą szczelinomierza luzu jaki powstał między półką ogniową tłoka a ścianą gładzi cylindra, po stronie ciśnieniowej oraz przeciwcisnieniowej. Pomiar powtórzono działając zewnętrzną siłą kolejno na obie strony tłoka, przy czym niezależnie od kierunku działania siły wartości luzu równe 0,35 i 0,10 mm. Znając odległość osi sworzni od denka tłoka wyznaczono z relacji geometrycznej maksymalny kąt pochylenia tłoka w ruchu poprzecznym równy $0^{\circ}12'38''$, co odpowiada wartości 3,67 mrad. Wartość ta została przyjęta jako dana wejściowa do dalszych obliczeń.

7.3. Program badań symulacyjnych oraz kryteria oceny wyników

Poniżej przedstawiono szczegółowy opis programu symulacji numerycznych, wraz z uzasadnieniem przyjętych warunków brzegowych.

1. Warunki pracy silnika

Przyjęte zostały dwa punkty pracy z charakterystyki ogólnej silnika, dobierając prędkość obrotową silnika i obciążenie w ten sposób by móc zweryfikować postawione pytania badawcze. Pierwszy punkt pracy to bieg jałowy, przy prędkości obrotowej równej 850 obr/min. Drugi punkt odpowiada pełnemu obciążeniu przy prędkości równej 5000 obr/min. Zmiany parametrów hydrodynamicznych zespołu tłok-cylinder wykazują w funkcji prędkości obrotowej i obciążenia charakter nieliniowy. Analiza zmian tych parametrów dla całego zakresu charakterystyki ogólnej silnika wymagałaby wprowadzenia do obliczeń znacznie większej liczby punktów pracy silnika, dla których należałoby przeprowadzić kolejne symulacje. Zadanie takie jest zbyt pracochłonne ze względu na ilość badanych wariantów tłoków oraz zdefiniowania parametrów deklarowanych w programie. Podsumowując do obliczeń zdefiniowano dwa skrajne punkty pracy silnika, które są wystarczające do oceny wpływu profilu schodkowego powierzchni bocznej tłoka.

2. Temperatura i lepkość oleju

Do obliczeń numerycznych przyjęto stałe wartości temperatury oleju, wynoszące dla 50 i 90°C. Należy podkreślić, iż przyjęte wartości dotyczą warstwy oleju znajdującej się na gładzi cylindra. Mierzona w ten sposób temperatura jest wyższa od temperatury oleju w misce olejowej, przeciętnie o kilkanaście do kilkudziesięciu stopni Celsjusza. Wartości te zostały dobrane tak, by pierwsza z nich była reprezentatywna dla silnika nagrzanego częściowo, w drugim i trzecim przypadku symulowano przeciętną temperaturę oleju silnika nagrzanego do temperatury ustalonej. Lepkość oleju smarującego określona została na podstawie danych producenta oleju stosowanego na stanowisku modelowym.

3. Grubość odnawialnej warstwy oleju ZWP

Dla przyjętych warunków pracy silnika oraz temperatur oleju smarującego symulacje zostały przeprowadzone dla wartości parametru ZWP - 1, 2 oraz 14 μm . Wartości te zostały dobrane w zależności od obciążenia. Przyjęte wartości parametru ZWP, mogą być obarczone dużym błędem, bowiem parametr ten wynika z nieliniowej zależności od prędkości obrotowej. Ponadto należy oczekiwać, iż szczególnie w przypadku silnika Fiat 170.A046 duża prędkość obrotowa wiąże się ze znacznie zwiększoną ilością osiadającej na gładzi cylindra mgły olejowej. Stosunkowo mała dokładność oszacowania grubości odnawialnej warstwy oleju spowodowała, że zdecydowano o przeprowadzeniu wszelkich obliczeń każdorazowo dla trzech wartości parametru ZWP.

4. Kształt powierzchni bocznej tłoka

Zgodnie z założeniami przyjętymi w podrozdziale 7.1 przyjęto otwarty program symulacji, gdzie kolejno badane mikrogeometrie powierzchni bocznej były rozwinięciem kształtu uprzedniego. Na początku

symulacje przeprowadzone zostały dla tłoka seryjnego o baryłkowej mikrogeometrii powierzchni bocznej. Następnie obliczenia przeprowadzane były dla tłoków o profilu eksperymentalnym.

Pozostałe parametry takie jak umieszczenie oraz geometria kształtu pierścieni tłokowych zdefiniowane w programie Kolben, zgodnie z ich wartościami rzeczywistymi, zmierzonymi na silniku zabudowanym na stanowisku modelowym. Wartość tych parametrów pozostawiono niezmienną dla wszystkich analizowanych profili tłoków. Kod źródłowy programu Kolben, przedstawiający zadeklarowane do obliczeń parametry, ich wartości oraz umieszczone w nawiasach komentarze zamieszczono w tabeli 7.2.

Tab.7.2. Dane wejściowe zadeklarowane w programie symulacyjnym Kolben

```

-----
{DANE DANE DANE DANE DANE DANE DANE DANE DANE DANE DANE DANE DANE DANE DANE }

{multp3= 5e-8 ;exzntp3=-25 ;}{okreslenie ksztaltu pier. zgarniajacego}
multp3= 1.0e-7 ;exzntp3=-20 ;
multp2= 5.0e-7 ;exzntp2= 0 ; {okreslenie ksztaltu pier. dolnego }
{6e-7}multp1= 5.0e-7 ;exzntp1= 0{5}; {okreslenie ksztaltu pier. gornego }
multko= 5.0e-6 ;exzntko= 10 ; {okreslenie ksztaltu pow. bocznej tloka }
{fiatkolb daje mozliwosc dwubarylkowatos}
{ksztalt tloka pobierany jest w progr. }
{fiatkolb.pas ze zb. trans?.out }
{uwaga!! czy nie zablokowane wczytywanie}
{w programie fiatkolb.pas }
hr1=0.00100 ;hr2=0.00148 ; {okreslenie wysokosci pier. gorn. i dol.}
hr3=0.00040 ;ht4=0.040 ; {okreslenie wysokosci pier. zgar. i tlo.}
ps1= 1.76e5 ;ps2= 2.92e5 ; {okreslenie nacisku pier. gorn. i dol.}
ps3=1.390e6{6};ps4=1e3 ; {okreslenie nacisku pier. zgar. i tlo.}
a1=0.00490e-3 ;a2=0.00570e-3; {odlegl. pier. gorn. i dol. oraz d. i z.}
a0=1e-3 ;a3=a0*(ht4/2+ht4/50*exzntko);
eta=0.0083 ;GGG=10000000 ; {lekosc i sprzynosc oleju smarujacego }
{50o-42.6 70o-22.7 90o-13.9 [mPas] }
{om=round(850*2*pi/60) } {predkosc katowa walu }
om=round( 5000*2*pi/60){500};
{ep= 9.001 ;fic=2.13 ;} {stop. sprezenia i przyrostu cisnienia }
ep=9.0100 ;fic=3.801 ;
ro=1.0001 ;bet=0.8 ; {stop. przyrostu objetosci i relacja cis}
n1=1.35 ;n2=1.38 ; {wykl. politropy spr. i rozpr. }
lam=0.297 ; {LAMBDA }
ms=0.0037 ;{0.0031} {kat pochylen poprzecznych tlo. w [rad] }
amp= -50.0e-6 ; {ampl. odksz. cyl. dla "+" hiperboloida}
{dla "-" barylka }
tokres=0.160 ; {okres odkształcenia cylindra }
wverl=0.0{10+0.08}; {przemieszczenie wezla odksz. cylindra }
{w stosunku do GMP gornego pierscienia }
lcyl=2 ;p0= 1.0e5 ; {liczba cylindrow i cisnienie otoczenia }
{pd=0.930e5 ;pw=1.107e5 ;} {cisnienie ladowania i wylotu }
{pd=0.960e5 ;pw=1.104e5 ;}
pd=0.950e5 ;pw=1.050e5 ;
z1=2.500e-6 ;zwp= 1.0e-6 ; {początkowy film i warstwa na gladzi cyl}
{zwp=1.42e-6}
ra=0.0700/2 ;du=0.0800 ; {promien korby i srednica cylindra }
mo=0.600 ; {masa oscylacyjna }
kolr=0.045 ;kolb=0.0260 ; {odlegl. pierśc. i sworz. od kraw. tloka}
-----

```

Celem procesu optymalizacyjnego jest zbadanie opracowanych kształtów mikrogeometrii powierzchni bocznych tłoków, która spowoduje redukcję strat tarcia w zespole tłok-cylinder silnika pracującego w

warunkach biegu jałowego przy niewielkim obciążeniu oraz w warunkach znamionowych odpowiadającej pełnej mocy silnika.

Poniżej zdefiniowano kryterium oceny uzyskanych wyników symulacji.

1. Pierwszym kryterium oceny poszczególnych wariantów kształtów profili tłoka wprowadzonych do obliczeń są wyznaczone średnie straty tarcia w cyklu pracy silnika. Redukcja strat tarcia uzyskana dzięki modyfikacji kształtu mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoka jest odnoszona każdorazowo do wyników obliczeń przeprowadzonych przy założeniu takich samych warunków pracy silnika jak dla kształtu tłoka stosowanego seryjnie w badanym silniku.

2. Kolejnym kryterium jest analiza grubości filmu olejowego w funkcji kąta OWK. Dla każdego tłoka oczekuje się, że w całym cyklu pracy silnika zachowane będzie tarcie płynne. Kształt tłoka powodujący w znacznym zakresie kąta OWK tarcie mieszane jest odrzucany z dalszej analizy jako nie zapewniający prawidłowej pracy i trwałości elementów zespołu tłok-cylinder. Kryterium powyższe jest traktowane niezależnie od kryterium pierwszego, tzn. odrzucany jest tłok nie spełniający kryterium ciągłości filmu olejowego, nawet jeśli generuje on dowolnie małą wartość średnich strat tarcia.

3. Trzecim kryterium jest praca pakietu pierścieni tłokowych. Powierzchnia nośna tłoka współpracująca z gładzią cylindra nie stanowi autonomicznej pary trącej, lecz pozostawiając na gładzi warstwę oleju określonej grubości warunkuje w pewnym stopniu pracę pierścieni. Oczekiwanym efektem modyfikacji jest redukcja całkowitych strat tarcia w zespole tłok-cylinder, rozumianych jako suma strat tarcia tłoka i pakietu pierścieni. Zakłada się zatem, że kryterium modyfikacji nie spełnia tłok o kształcie mikrogeometrii powierzchni bocznej, który wprawdzie redukuje straty tarcia na powierzchni nośnej, ale pogorszenie parametrów pracy pakietu pierścieni niweluje bądź podwyższa osiągniętą korzyść. Podobnie kryterium modyfikacji uznaje się za niespełnione, jeśli zmiana kształtu mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoka wpłynęłaby istotnie na zwiększenie obszaru występowania tarcia mieszanego w obszarze pakietu pierścieni tłokowych.

7.4. Opracowanie eksperymentalnej mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoka

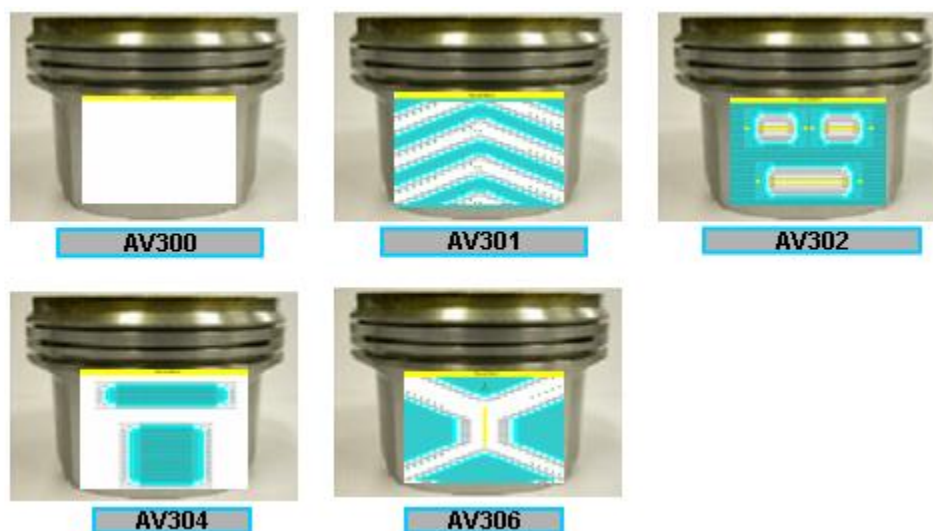
Analizując różnice w budowie współczesnych tłoków, widoczne jest pokrycie jego powierzchni bocznej ciemną warstwą substancji o korzystnych właściwościach tribologicznych [3, 5, 9, 13, 14, 30, 56]. Warstwa nałożona na powierzchni bocznej ma za zadanie zmniejszać straty tarcia w sytuacji, kiedy między tłokiem a gładzią cylindra nie jest tworzona cienka warstewka filmu olejowego. Jednym z zadań w ramach realizacji niniejszej pracy jest wykorzystanie operacji nanoszenia na powierzchnię boczną tłoka ośrodka propoślizgowego do nadania powierzchni bocznej kształtu sprzyjającego wywoływanie filmu olejowego, i to zarówno w wyniku efektu poślizgu jak i efektu wyciskania.

Uzyskane wyniki w badaniach laboratoryjnych wykazały, że warstwa uszlachetniająca oparta na różnych kompozytach prowadzi do zmniejszenia strat tarcia przeciętnie o 10% [25]. Powstaje jednak

pytanie, czy geometria kształtu warstwy naniesionej na powierzchnię boczną tłoka jest optymalna. Kontury tej warstwy najczęściej stanowią boki prostokąta, tak jak to przedstawiono na rys. 7.2, ale też mogą przyjmować dowolny inny kształt np. trójkąta koła itp. Z drugiej strony na kształt warstwy uszlachetniającej może się składać kilka figur geometrycznych rys. 7.3.



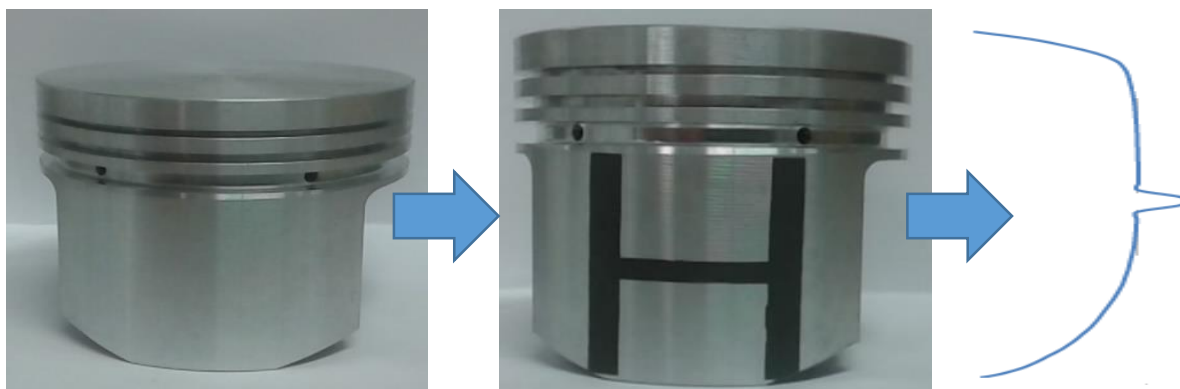
Rys. 7.2. Standardowe pokrycie powierzchni nośnej i profil tłoków stosowanych w silnikach spalinowych



Rys. 7.3. Inne warianty pokryć warstwy uszlachetniającej na powierzchni nośnej tłoków [34]

Drogą do zmniejszenia obszaru pokrytego filmem olejowym jest zastąpienie powszechnie stosowanego baryłkowego profilu powierzchni bocznej tłoka innym kształtem wykazującym uzyskanie redukcji strat tarcia w węźle tłok-cylinder. Takim kształtem jest zastosowanie schodkowego kształtu powierzchni nośnej tłoka. Pierwszy sposób stosowany jest od dawna, natomiast kształt schodkowy z różnych powodów nie był dotychczas stosowany, chociaż publikacje o największej nośności filmu olejowego utworzonego w szczeliny schodkowej ukazały się jeszcze w latach pięćdziesiątych dwudziestego wieku.

Wykorzystanie operacji nanoszenia na powierzchnię boczną tłoka ośrodka propoślizgowego można uzyskać poprzez stosowanie powłok uszlachetniających kształt schodkowy szczeliny przyjmującej postać dużej litery „H”, rys. 7.4. W dolnej i górnej przestrzeni a zatem pod i nad poprzeczką litery H tworzą się kieszenie ograniczające obszar objęty filmem olejowym. Jest to prawdopodobnie powód ograniczenia sił tarcia wewnętrznego w filmie olejowym do niezbędnego minimum.



Rys. 7.4. Eksperymentalne pokrycie powierzchni nośnej tłoka w celu uzyskania schodkowego profilu

Optymalizację półki litery „H” dokonuje się za pomocą zweryfikowanej doświadczalnie metody określenia strat tarcia w filmie olejowym wytworzonym w wyniku zjawisk hydrodynamicznych w warstwie oleju pomiędzy powierzchnią boczną tłoka a gładzią cylindra. Określenie optymalnej geometrii półki na powierzchni nośnej tłoka polega na:

- przesunięciu półki litery „H” w górę lub w dół w stosunku do położenia symetrycznego,
- wariantowaniu szerokości półki litery „H”.

Definiowanie kształtu części nośnej tłoka w programie symulacyjnym „Kolben”, dzieli się na 51 odcinków. Położenie półki określa parametr i , którego minimalna wartość wynosi 1 a maksymalna - 51. Położenie półki różnicuje położenie osi symetrii półki określonej indeksem dla:

Seria 1 – rys. 7.4

$i=14$ oraz $i = 16$,

$i=24$ oraz $i = 26$,

$i=34$ oraz $i = 36$.

Seria 2 – rys. 7.5

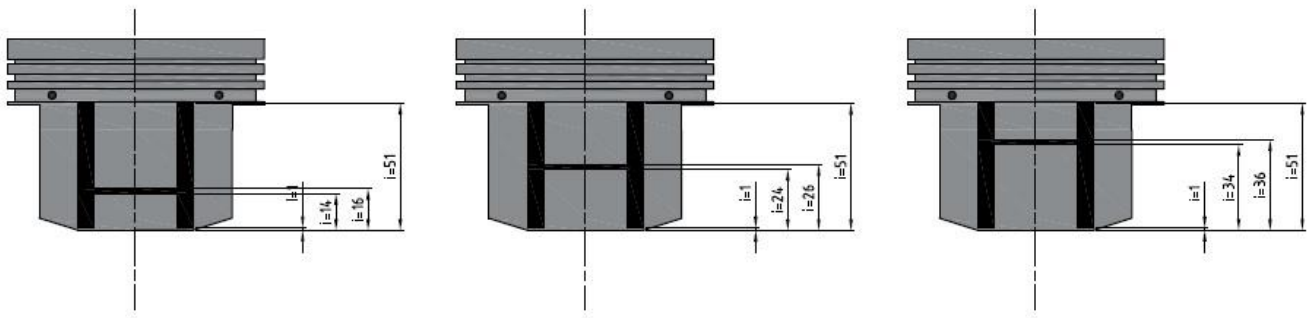
$i=14$ oraz $i = 18$,

$i=24$ oraz $i = 28$,

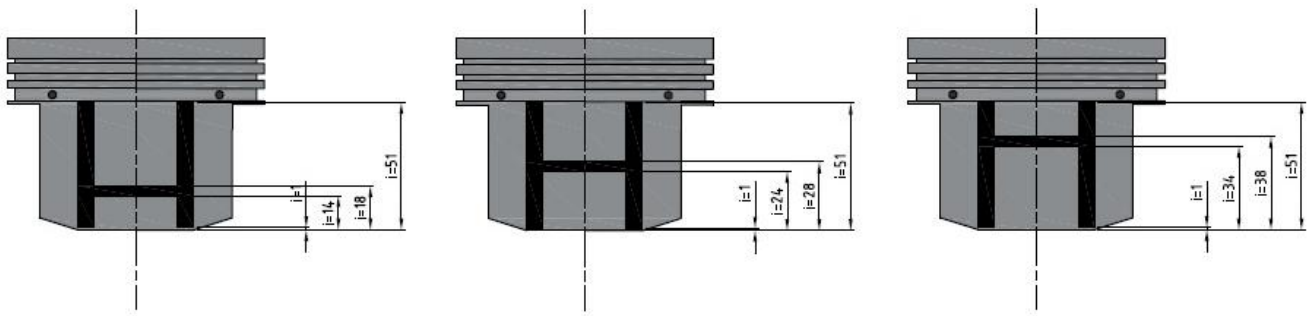
$i=34$ oraz $i = 38$.

Wysokość półki określa różnica między maksymalną i minimalną wartością parametru „ i ”. Jeżeli zatem $i_{\min}=14$ a $i_{\max} 16$, to wysokość półki h wynosi $(16-14)*50$. Położenie półki różnicuje położenie osi symetrii półki określonej indeksem $i=(14+16)/2=15$, dla $i=(24+26)/2=25$ oraz $i=(34+36)/2=35$.

Poniżej na rys. 7.5-6 przedstawiono wyniki zdefiniowanych wymiarów geometrycznych kształtu schodkowej powierzchni bocznej tłoka, wykorzystanych dalej w badaniach symulacyjnych.

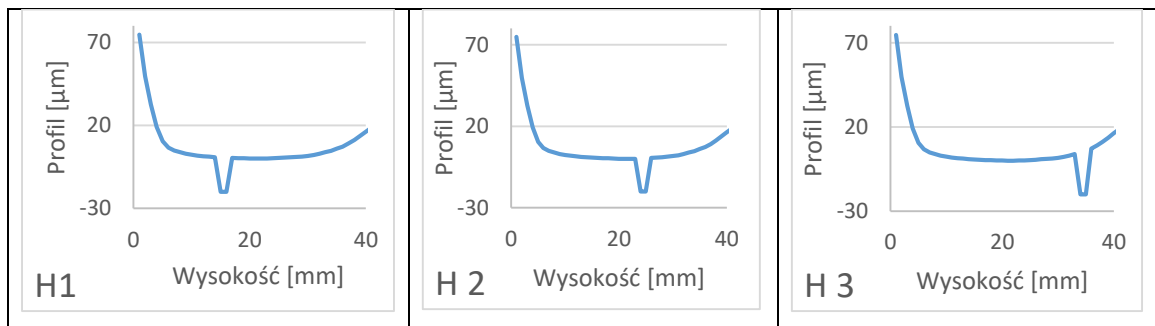


Rys. 7.5. Seria 1 – eksperymentalnych powierzchni nośnych

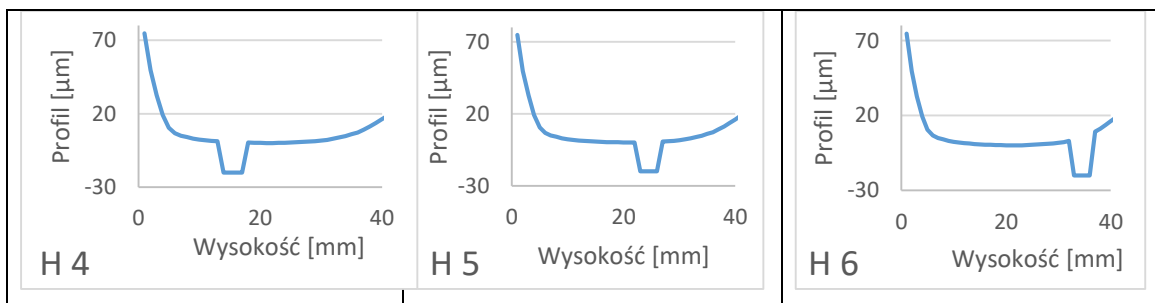


Rys. 7.6. Seria 2 – eksperymentalnych powierzchni nośnych

Na podstawie wyżej wymienionych założeń, zostało opracowane 6 wariantów kształtów mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoka przedstawionych na rys. 7.7-7.8.



Rys. 7.7. Profile tłoków H1, H2, H3 w funkcji wysokości powierzchni nośnej



Rys. 7.8. Profile tłoków H4, H5, H6 w funkcji wysokości powierzchni nośnej

Dla tak opracowanych sześciu mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoków, przeprowadzone zostaną symulacje, w celu określenia cech profilu schodkowego w warunkach tarcia płynnego, czyli warunków, które dominują przez większość czasu pracy silnika spalinowego.

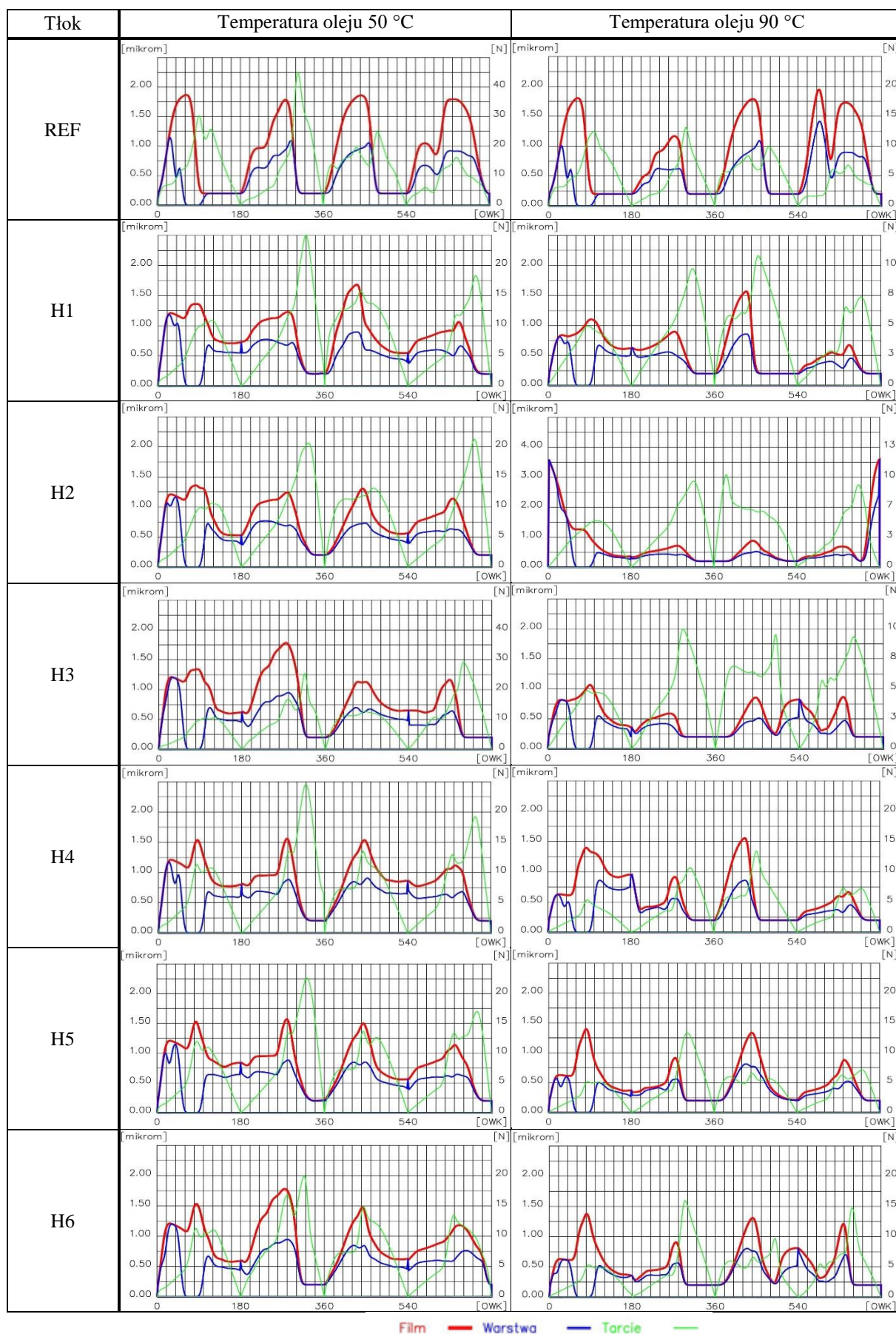
7.5. Badania symulacyjne

W programie symulacyjnym „Kolben” modelowano kształt części nośnej powierzchni bocznej tłoka seryjnego, oznaczonego jako REF, zaś tłoki eksperymentalne jako H1-6 za pomocą linii łamanej łączącej pięćdziesiąt punktów. Pierwszym etapem badań było wykonanie symulacji dla tłoka stosowanego w seryjnej produkcji silnika 170A.046, stanowiące bazę odniesienia do dalszych symulacji tłoków o eksperymentalnej mikrogeometrii powierzchni bocznej.

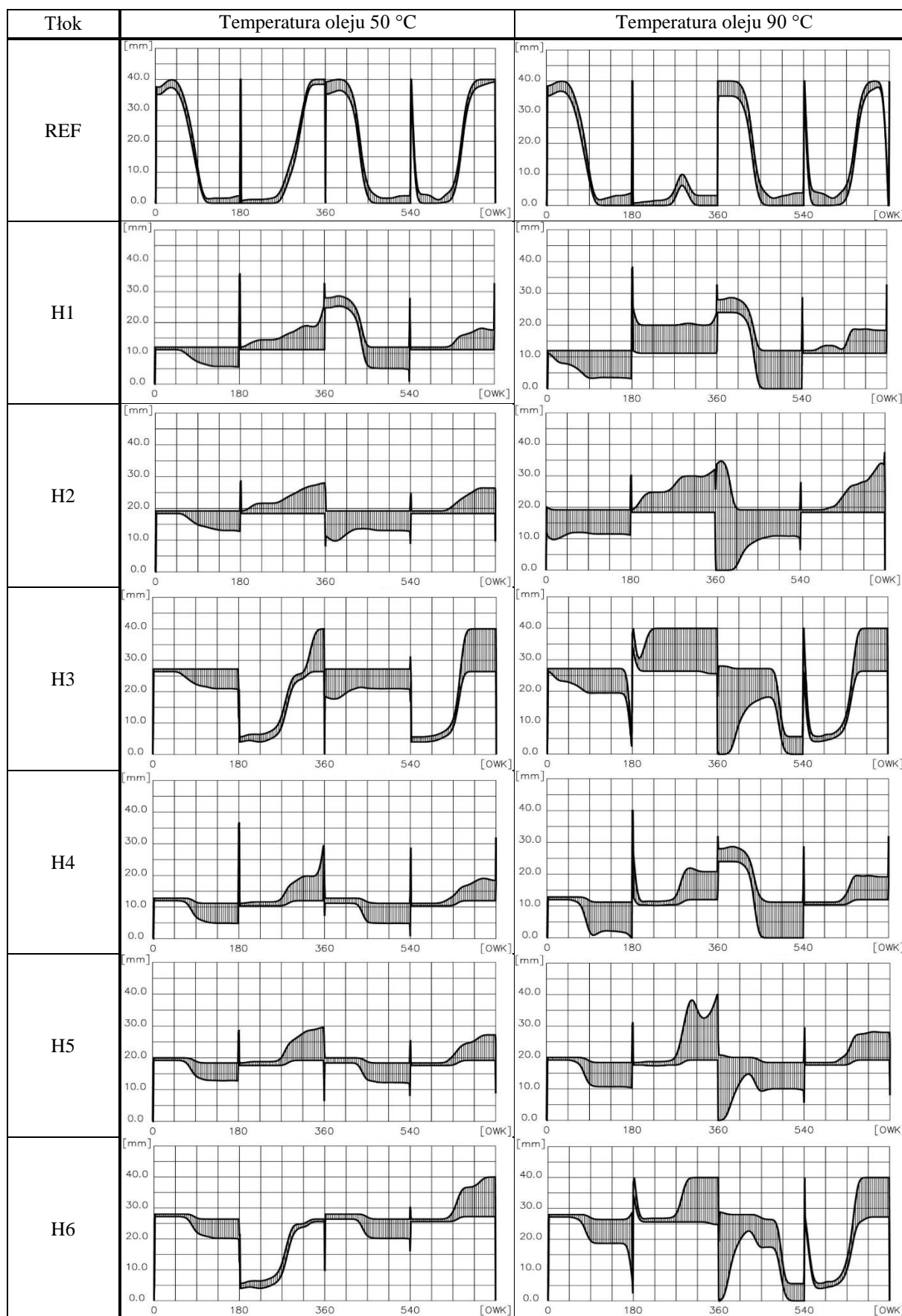
Wyniki symulacji przeprowadzone dla tłoka seryjnego i eksperymentalnych przedstawione zostały w formie wykresów przedstawionych w tabelach 7.3 - 7.14, przy założeniu grubości odnawialnej warstwy oleju 1,2 i 14 μm , temperatury oleju smarującego 50 i 90 $^{\circ}\text{C}$ oraz prędkości wału korbowego 850 i 5000 obr/min.

Na osi X utworzonych wykresów przedstawiono kąt OWK, przy czym wartość zerowa kąta oznacza początek suwu ssania. Na osi Y naniesiono wysokość tłoka wzdłuż tworzącej. Układ współrzędnych związany jest poruszającym się tłokiem. Dolnej części powierzchni bocznej tłoka odpowiada wartość na osi Y równa 0 mm, zaś 40 mm to wysokość na której kończy się powierzchnia nośna tłoka i zaczyna część pierścieniowa. Analizowana jest tworząca powierzchni bocznej tłoka leżąca w płaszczyźnie prostopadłej do osi sworznia tłokowego. Obszar występowania filmu olejowego zaznaczony jest jako pole zakresowane. Wszystkie analizowane w niniejszej pracy wykresy – przedstawiające pokrycie filmem olejowym powierzchni bocznej tłoka – zostały sporządzone zgodnie z wyżej podanymi zasadami. Dodatkowo wyniki symulacji obrazują wykresy przedstawiające grubość filmu olejowego, grubość warstwy oleju pozostającej na gładzi cylindra oraz siłę tarcia, zachodzącego, pomiędzy powierzchnią nośną tłoka i tuleją cylindrową. Linia czerwoną oznaczono grubość filmu olejowego, niebieską grubość warstwy, zaś linia zielona ukazuje przebieg chwilowej siły tarcia.

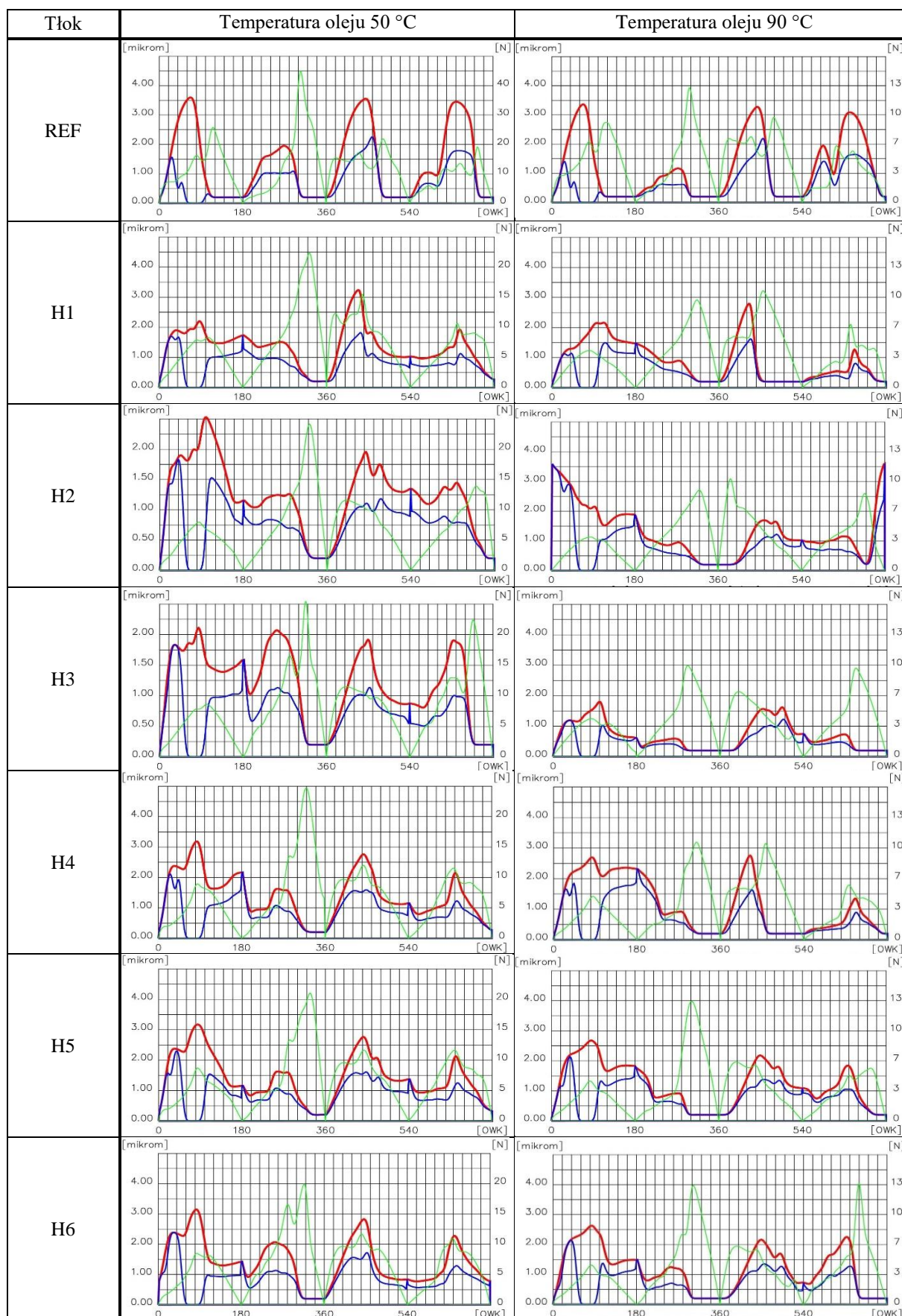
Tab. 7.3. Wyniki symulacji tarcia, warstwy i filmu olejowego dla prędkości 850 obr/min oraz ZWP 1 μm



Tab. 7.4. Wyniki pokrycia powierzchni nośnej olejem dla prędkości 850 obr/min i ZWP 1 μm

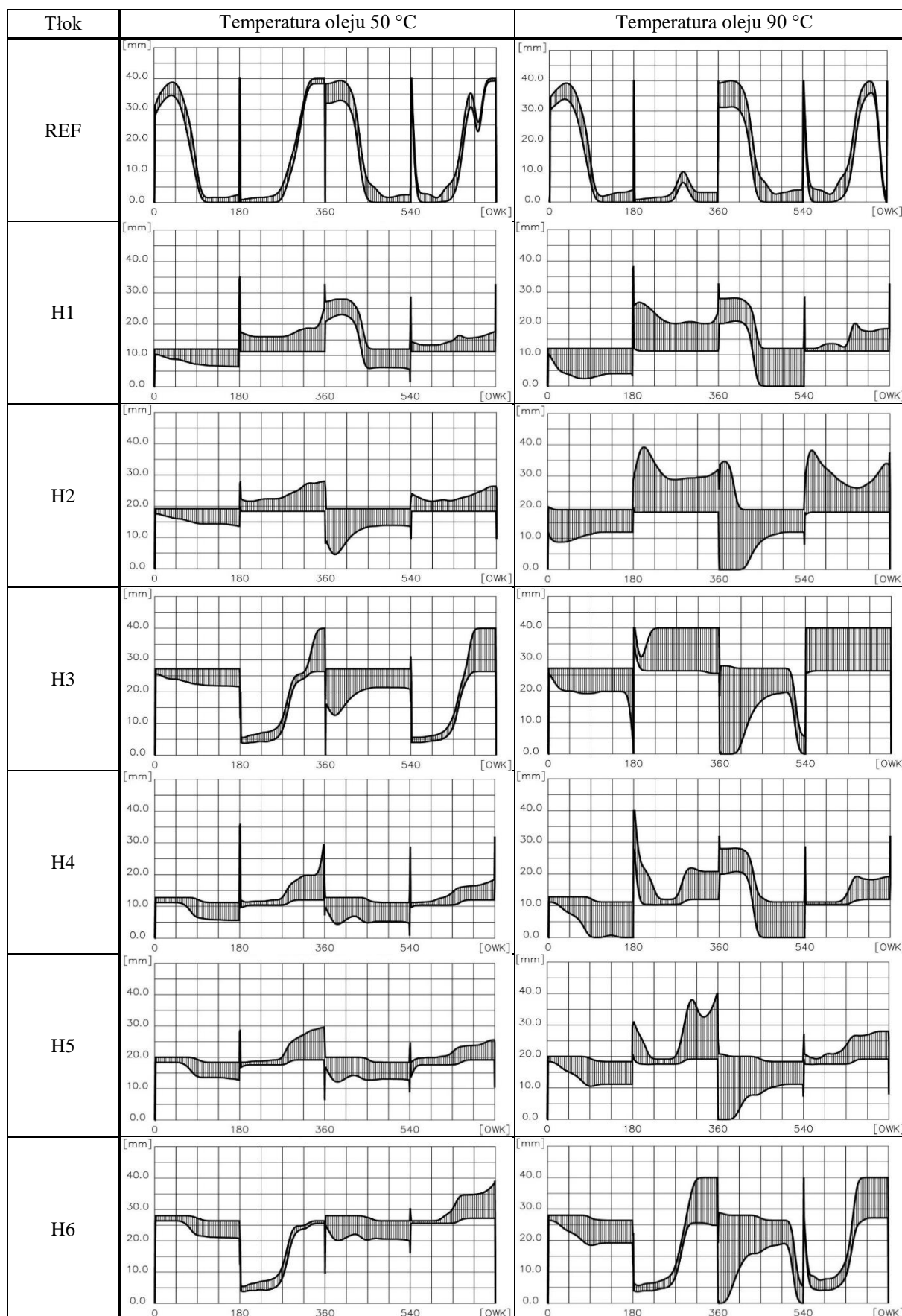


Tab. 7.5. Wyniki symulacji tarcia, warstwy i filmu olejowego dla prędkości 850 obr/min oraz ZWP 2 μm

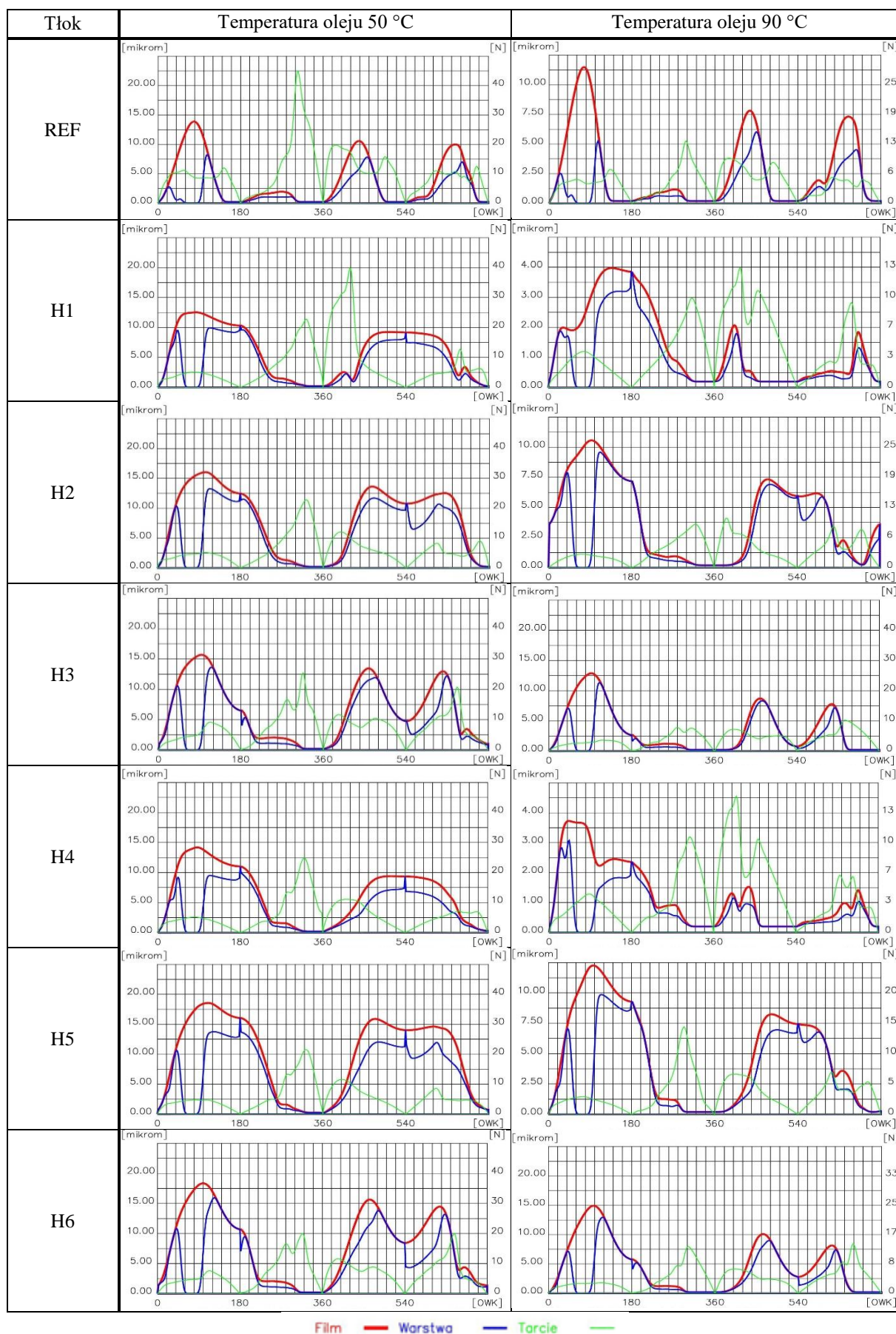


Film — Warstwa — Tarcie —

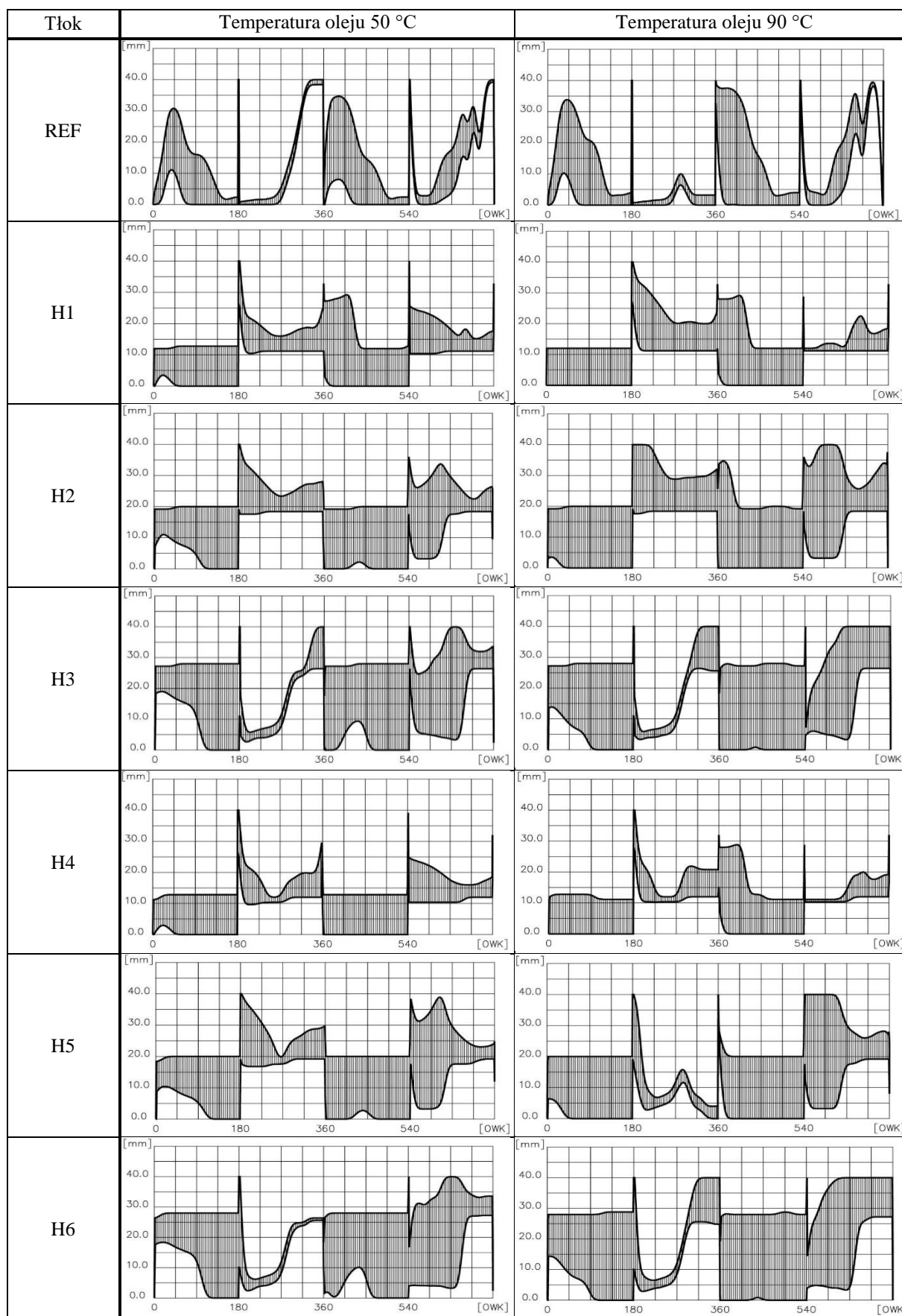
Tab. 7.6. Wyniki pokrycia powierzchni nośnej olejem dla prędkości 850 obr/min i ZWP 2 μm



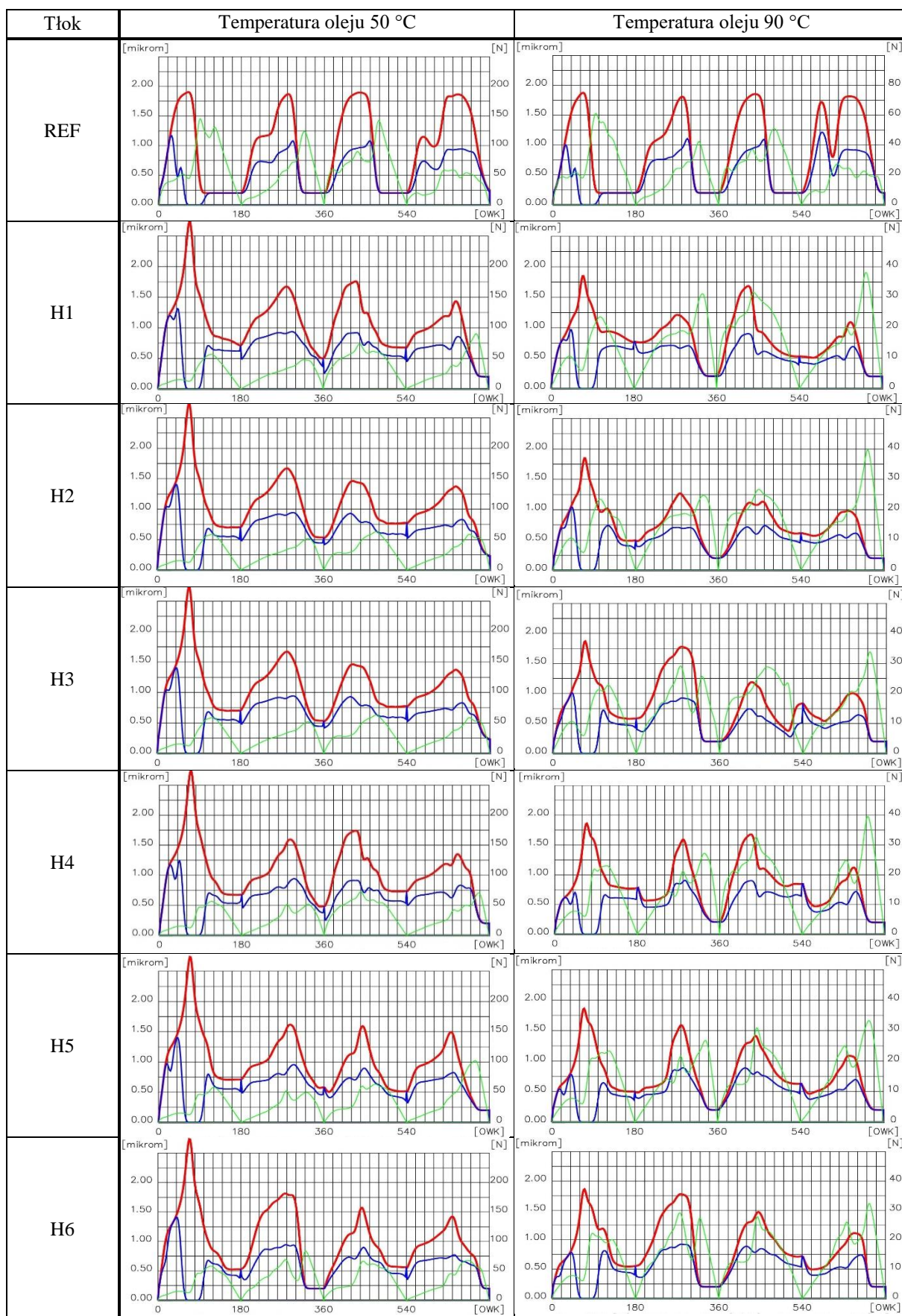
Tab. 7.7. Wyniki symulacji tarcia, warstwy i filmu olejowego dla prędkości 850 obr/min oraz ZWP 14 μm



Tab. 7.8. Wyniki pokrycia powierzchni nośnej olejem dla prędkości 850 obr/min i ZWP 14 μm

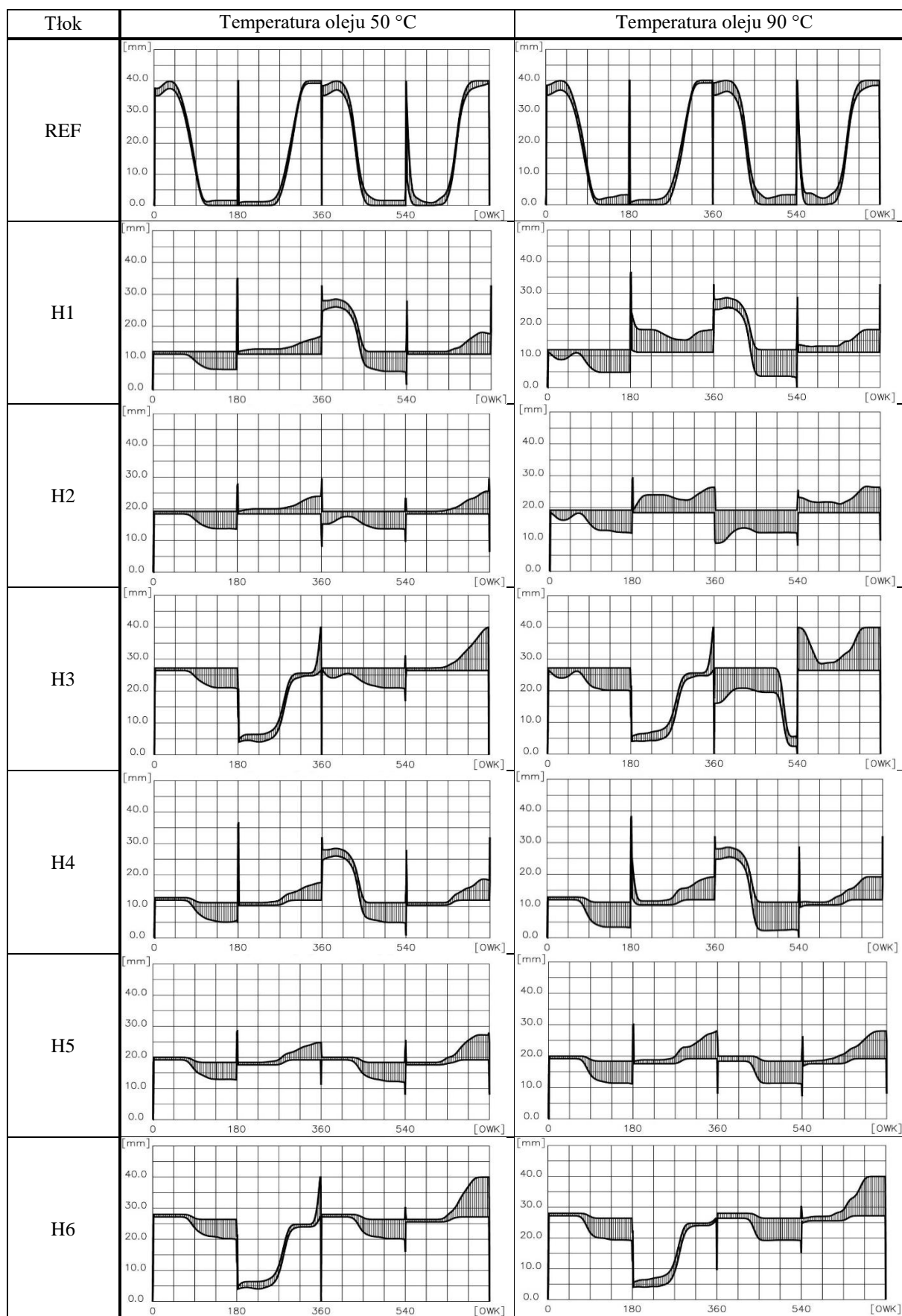


Tab. 7.9. Wyniki symulacji tarcia, warstwy i filmu olejowego dla prędkości 5000 obr/min oraz ZWP 1 μm

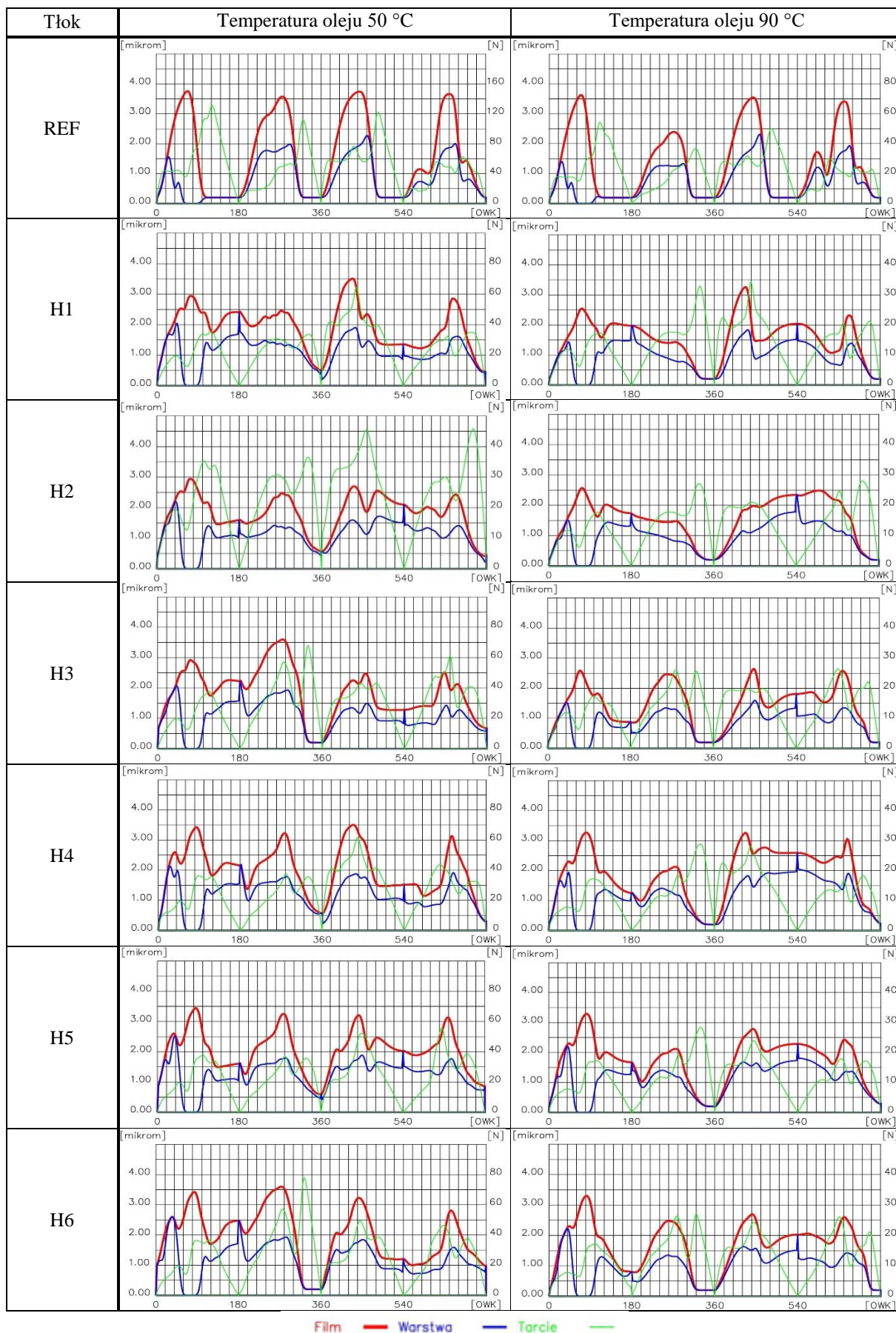


Film — Warstwa — Tarcie —

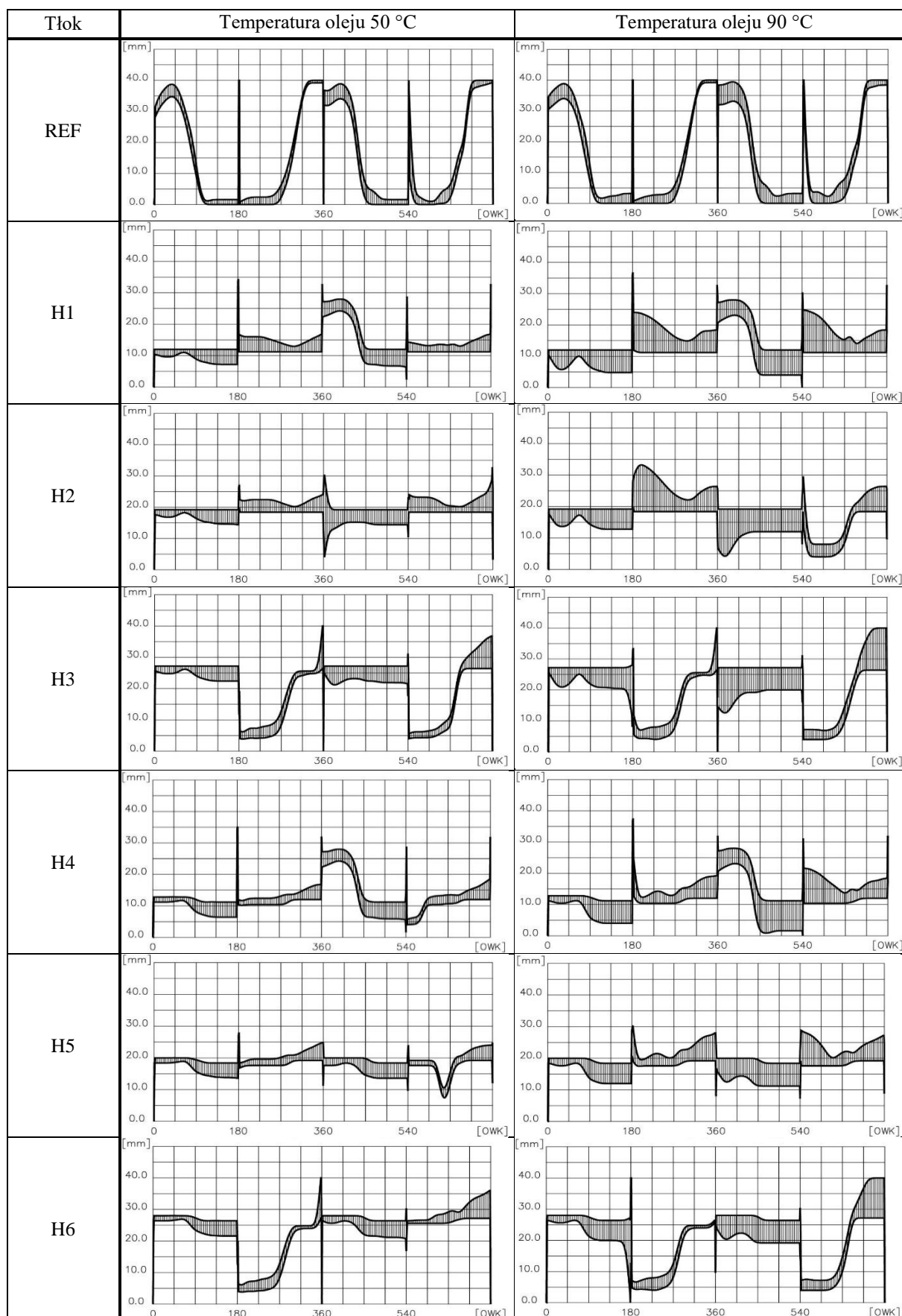
Tab. 7.10. Wyniki pokrycia powierzchni nośnej olejem dla prędkości 5000 obr/min i ZWP 1 μm



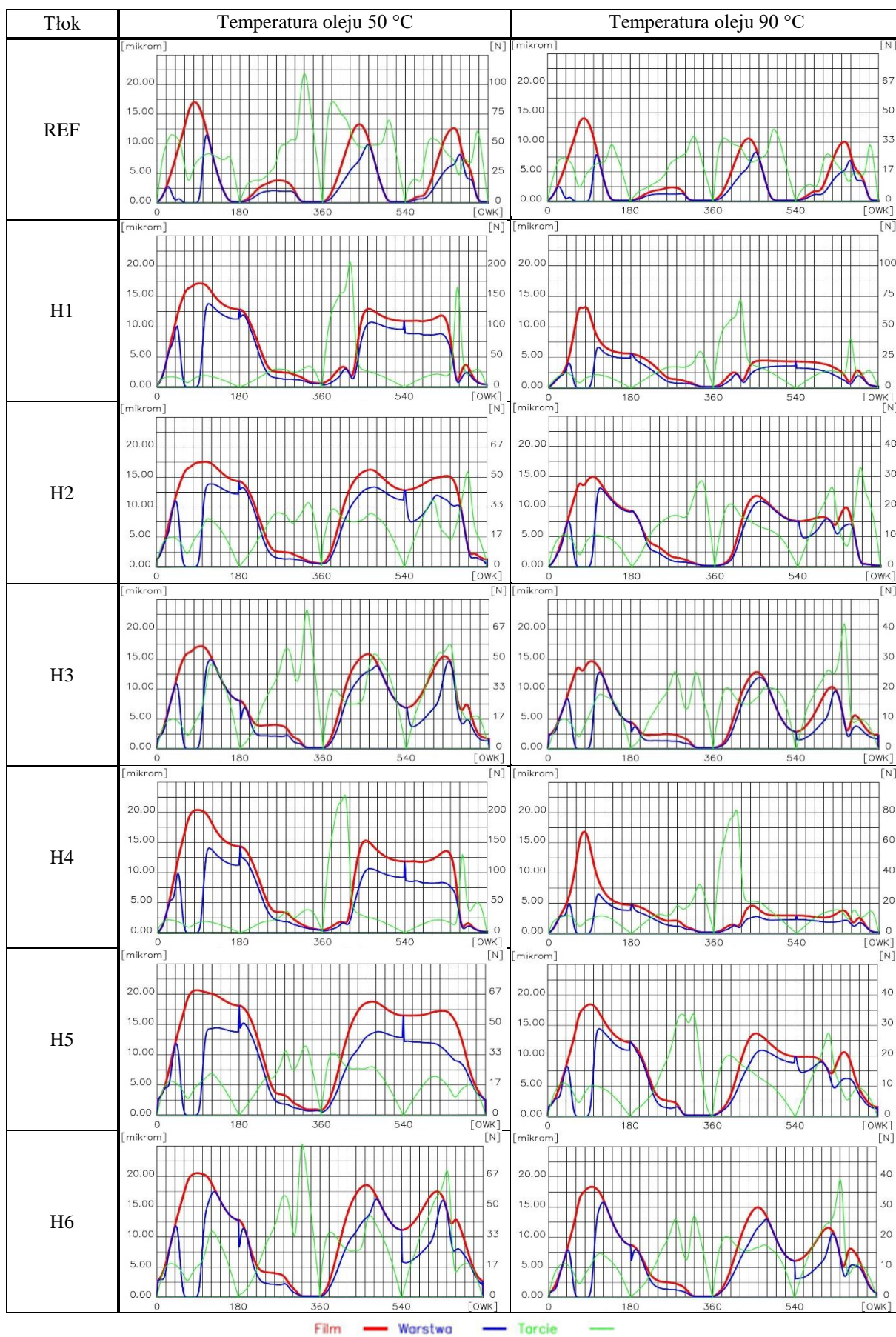
Tab. 7.11. Wyniki symulacji tarcia, warstwy i filmu olejowego dla prędkości 5000 obr/min oraz ZWP 2 μm



Tab. 7.12. Wyniki pokrycia powierzchni nośnej olejem dla prędkości 5000 obr/min i ZWP 2 μm

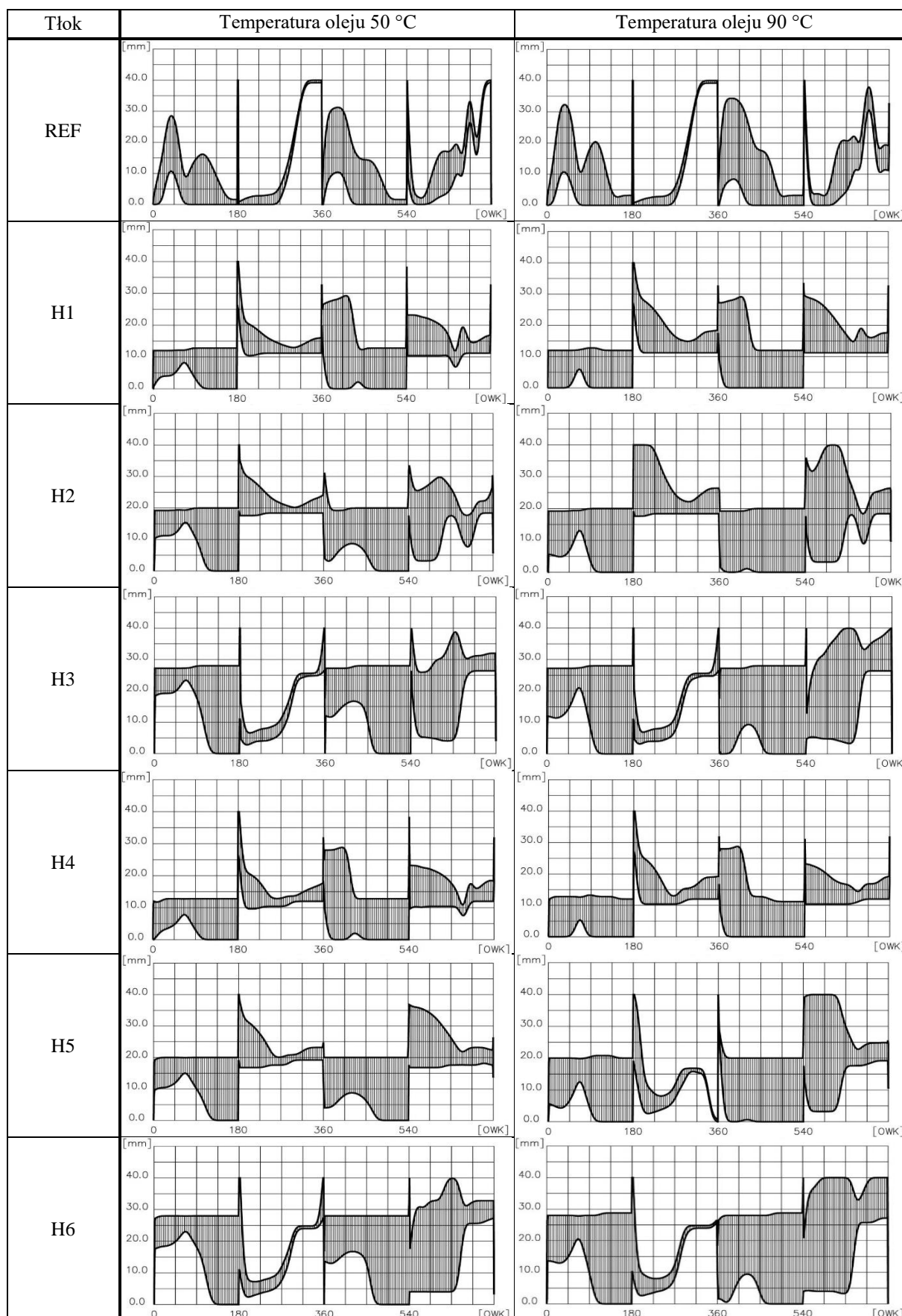


Tab. 7.13. Wyniki symulacji tarcia, warstwy i filmu olejowego dla prędkości 5000 obr/min oraz ZWP 14 μm



Film — Warstwa — Tarcie — Tarcie

Tab. 7.14. Wyniki pokrycia powierzchni nośnej olejem dla prędkości 5000 obr/min i ZWP 14 μm



Na podstawie uzyskanych wyników można sformułować następujące spostrzeżenia:

1. Straty tarcia eksperymentalnych powierzchni bocznych tłoków są w przyjętym obszarze zmienności parametrów mniejsze od analogicznej wartości strat tarcia tłoka seryjnego - baryłkowego. Zależność powyższa jest zachowana we wskazanych punktach pracy silnika, przy każdej grubości odnawialnej warstwy oleju ZWP.
2. Zaobserwowaną różnicę strat tarcia tłumaczyć można obrazem pokrycia powierzchni bocznej tłoków eksperymentalnych filmem olejowym. W przypadku tłoka referencyjnego film olejowy występuje w różnych miejscach na całej wysokości powierzchni nośnej w zależności od kąta OWK. W punktach zwrotnych jego drogi, zaś przy kącie OWK równym 360° dochodzi do gwałtownych zmian obszarów występowania filmu olejowego z dolnej części powierzchni nośnej do części górnej, podpierścieniowej. Charakter pokrycia filmem olejowym tłoków o schodkowej powierzchni bocznej cechuje się mniejszą dynamiką zmian w funkcji kąta OWK. Ponadto górna część jego powierzchni nośnej przez większą część cyklu pracy nie jest pokryta filmem olejowym. Dochodzi zatem do pozornego zmniejszenia wysokości tłoka, co powoduje ograniczenie obszaru występowania filmu olejowego i zmniejszenie generowanych strat tarcia. Zależność powyższa jest zachowana również przy obfitym smarowaniu, wynikającym z przyjętej grubości odnawialnej warstwy oleju równej $14 \mu\text{m}$.
3. Zwiększenie grubości odnawialnej warstwy oleju do $14 \mu\text{m}$ powoduje zgarnianie oleju z gładzi cylindra przez dolną część tłoka. Wniosek powyższy wynika z faktu, że dolna granica obszaru występowania filmu olejowego pokrywa się z dolną krawędzią tłoka poruszającego się z GMP w kierunku DMP.
4. Z wykresów prezentowanych na rys 7.3-7.14 wynika, że eksperymentalne tłoki będące przedmiotem analizy nie spełniają kryterium ciągłości filmu olejowego. Za przerwanie ciągłości filmu olejowego uważa się zmniejszenie grubości filmu olejowego do wartości równej $0,2 \mu\text{m}$. Stan taki zachodzi szczególnie wyraźnie przy wartości ZWP równej $1 \mu\text{m}$, przy czym punkt pracy silnika nie ma tutaj decydującego znaczenia. Zwiększenie podaży oleju tylko nieznacznie ogranicza obszar występowania tarcia mieszanego. Za szczególnie niekorzystne uznać należy przerwanie filmu olejowego przy kącie OWK równym około 90° , gdy tłok osiąga maksymalną prędkość ruchu. Zjawisko takie można zaobserwować dla wszystkich analizowanych tłoków. Porównanie z omawianym wcześniej obrazem pokrycia filmem olejowym rys. 7.3-7.14 pozwala stwierdzić, że końcowej fazie ruchu tłoka w dół, przy kącie OWK równym 90 do 180° towarzyszy zgarnianie oleju przez dolną krawędź tłoka. Powstaje zatem przypuszczenie, że kąt szczeliny zbieżnej jest zbyt mały i niesprzyjający powstaniu efektu klina smarnego. Zwiększenie tego kąta, jakiego wynika z kształtu powierzchni bocznej tłoka, powodując przerwanie filmu olejowego znacznie później, przy kącie OWK równym ok. 150° .

5. Moc tracona na pakiecie pierścieni w niewielkim stopniu różni się dla wszystkich przypadków analizowanych profili tłoków zatem nie będzie prezentowana szczegółowa analiza parametrów filmu olejowego w obszarze pakietu pierścieni.

Na podstawie otrzymanych wyników można ocenić, że większa podaż oleju powoduje zwiększenie obszaru na którym występuje film olejowy, niezależnie od punktu pracy silnika. Podobna relacja występuje w przypadku grubości filmu olejowego, jednak należy zwrócić uwagę na zwiększenie grubości odnawialnej warstwy oleju jedynie w ograniczonym stopniu wpływa na zwiększenie grubości filmu olejowego dla tych kątów OWK, gdzie obserwowana jest tendencja do zrywania filmu olejowego. W przypadku GMP w suwie pracy, dla prędkości 5000 obr/min, zwiększenie wartości parametru ZWP z 1 do 2 a następnie do 14 μm powoduje wręcz zmniejszenie grubości filmu olejowego. Na podstawie tego można stwierdzić, że zachowanie ciągłości filmu olejowego uzależnione jest w dużym stopniu od kształtu powierzchni nośnej tłoka, ponieważ w wypadku zwiększania podaży oleju nie zapobiega przerwaniu ciągłości filmu olejowego.

Zwiększenie parametru ZWP z 1 do 2 a następnie 14 μm , skutecznie przyczynia się do zmniejszenia chwilowych maksymalnych wartości siły tarcia w grupie tłok-cylinder. Ostatecznie prowadzi to do mniejszych średnich wartości tarcia w całym cyklu pracy silnika. Redukcję tarcia przypisać należy przede wszystkim większym grubościom filmu olejowego. Dodatkowo ważnym czynnikiem wpływającym na tracie zespołu tłok-cylinder jest lepkość czynnika smarującego. Dlatego przy założonych wartościach parametru ZWP, symulacje przeprowadzono dla dwóch wartości temperatury oleju smarującego, ponieważ wraz ze wzrostem temperatury lepkość oleju smarującego zmniejsza się. Przeprowadzone symulacje miały na celu określenie cech profilu schodkowego w warunkach tarcia płynnego, czyli warunków, które dominują przez większość czasu pracy silnika spalinowego.

Na podstawie wyników prowadzonych wcześniej symulacji przyjęto, że redukcja tarcia zachodzącego między powierzchnią nośną tłoka i gładzią cylindra jest możliwa, jeśli zwiększony zostanie kąt szczeliny zbieżnej jaka powstaje między tworzącą powierzchni nośnej poruszającego się w cylindrze tłoka a odpowiednią tworzącą tulei cylindrowej. Cel ten uzyskano przez wprowadzenie tłoka o profilu schodkowym. W przypadku tych tłoków zastosowano dodatkowo celowy zabieg polegający wariantowaniu środkowej szerokości półki litery H oraz zmianie jej wysokości w stosunku do centralnego położenia. Zabieg ten miał na celu zmniejszenie obszaru występowania filmu olejowego dla silnika nieobciążonego, w takim zakresie kąta OWK, w którym oś tłoka pokrywa się z osią cylindra. Tłoki charakteryzuje się powierzchnią nośną umożliwiającą powstawanie szczeliny zbieżnej o bardzo dużym kącie zbieżności, zarówno przy ruchu tłoka w kierunku GMP jak i DMP.

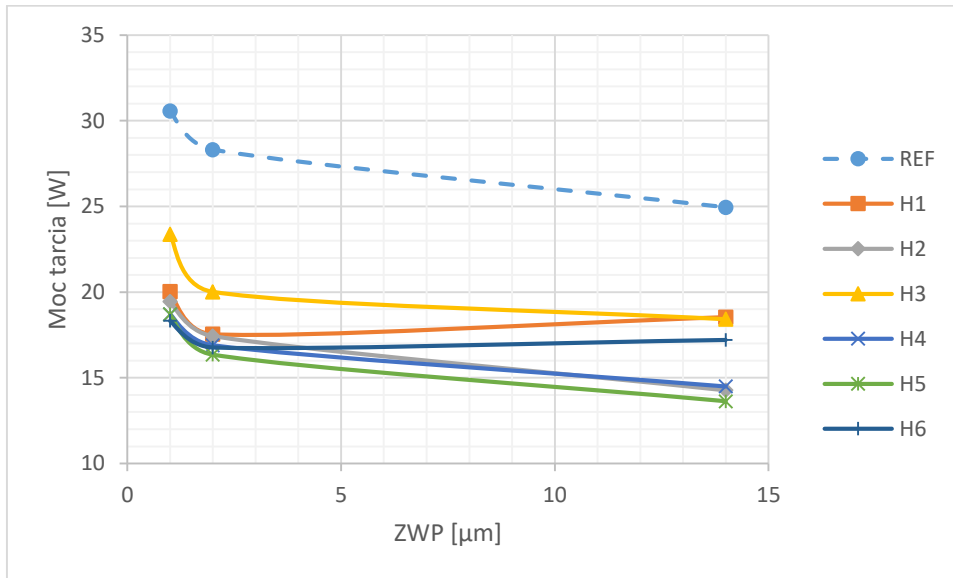
Zachowanie ciągłości filmu olejowego na powierzchni nośnej tłoka w warunkach ograniczonej podaży oleju na gładź cylindra jest niezwykle cenną zaletą wynikającą z zastosowania określonego profilu powierzchni nośnej tłoka. Cecha ta umożliwia celowe ograniczenie ilości oleju natryskiwanego na gładź cylindra, z czym wiąże się zmniejszenie zużycia oleju. Inna możliwość konstrukcyjna to takie zmniejszenie sprężystości własnej poszczególnych pierścieni, które przy zachowaniu założonego poziomu zużycia oleju

prowadziłyby do zmniejszenia strat tarcia w pakiecie pierścieni. Można zatem przyjąć, że zastosowanie w silniku tłoków o schodkowej powierzchni bocznej, przy jednoczesnych zmianach konstrukcyjnych polegających na ograniczeniu podaży oleju na gładź cylindra i zastosowaniu pierścieni tłokowych o zmniejszonej sprężystości doprowadziłyby do uzyskania redukcji strat tarcia w grupie tłokowo-cylindrowej istotnie większej niż odpowiednia wartość wyznaczona w pracy. Ze względu na zakres zadań badawczych postawionych w niniejszej rozprawie, nie przewiduje się wariantowania sprężystości pierścieni tłokowych w prowadzonych obliczeniach.

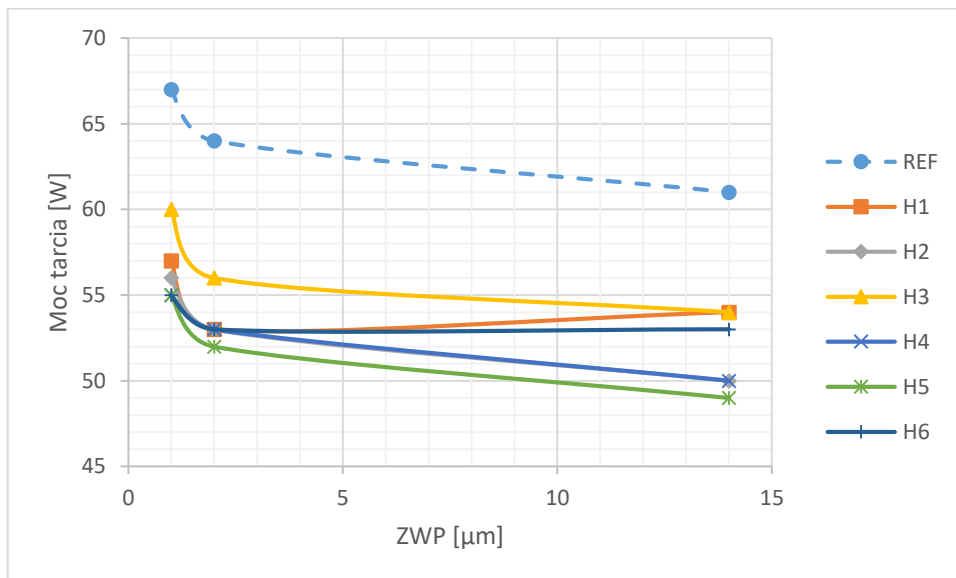
Na podstawie wykresów zamieszczonych na rysunku 7.3 - 7.14. można stwierdzić, że zastosowane w tłokach eksperymentalnych celowych zmian konstrukcji litery H, na powierzchni nośnej tylko w ograniczonym stopniu zmniejsza dużą dynamikę zmian obszaru występowania filmu olejowego. Dolna część powierzchni nośnej jest pokryta filmem olejowym w końcowej fazie procesu ssania, oraz w czasie całego suwu pracy. Przemieszczaniu się obszaru występowania filmu olejowego towarzyszy znaczne ograniczenie powierzchni, na której występuje film olejowy. Zjawisko to zachodzi z największą intensywnością w przypadku ograniczonej podaży oleju, dla wartości parametru ZWP równej $1 \mu\text{m}$, w początkowej fazie procesu sprężania (kąt OWK $180\text{-}210^\circ$). Zmniejszenie powierzchni na której występuje film olejowy, przy określonej wartości siły normalnej skutkuje wzrostem ciśnień w filmie olejowym. Wysokie ciśnienia w filmie olejowym przyspieszają proces starzenia oleju przez rozrywanie łańcuchów węglowodorowych. Powodują również niepożądane odkształcenia sprężyste tłoka i tulei cylindrowej. Biorąc powyższe pod uwagę, należy uznać znaczne, lecz krótkotrwałe zmniejszenie powierzchni na której występuje film olejowy w początkowej fazie suwu sprężania za stosunkowo mało szkodliwe. Działające na tłok siły normalne osiągają znacznie większe wartości w suwie pracy, gdzie minimalna chwilowa powierzchnia na której występuje film olejowy jest w przypadku tłoków eksperymentalnych większa niż w przypadku tłoka seryjnego. Reasumując należy stwierdzić, że założone profile tłoków eksperymentalnych tylko w ograniczonym stopniu przyczynia się do zmniejszenia dynamiki przemieszczania się obszaru występowania filmu olejowego na powierzchni nośnej tłoka w cyklu pracy silnika.

Wyniki dla wszystkich tłoków ze zmodyfikowaną mikrogeometrią powierzchni nośnej zostały przedstawione na wykresach w tabelach 7.3 - 7.14. Symulacje zostały przeprowadzone dla analogicznych warunków jak tłoków referencyjnych. Jednak z racji dużej ilości przeprowadzonych symulacji wyniki zostały zestawione w postaci zbiorczej na wykresach 7.9-7.20, w funkcji mocy tarcia parametru N_r i N_c . Otrzymane wartości to:

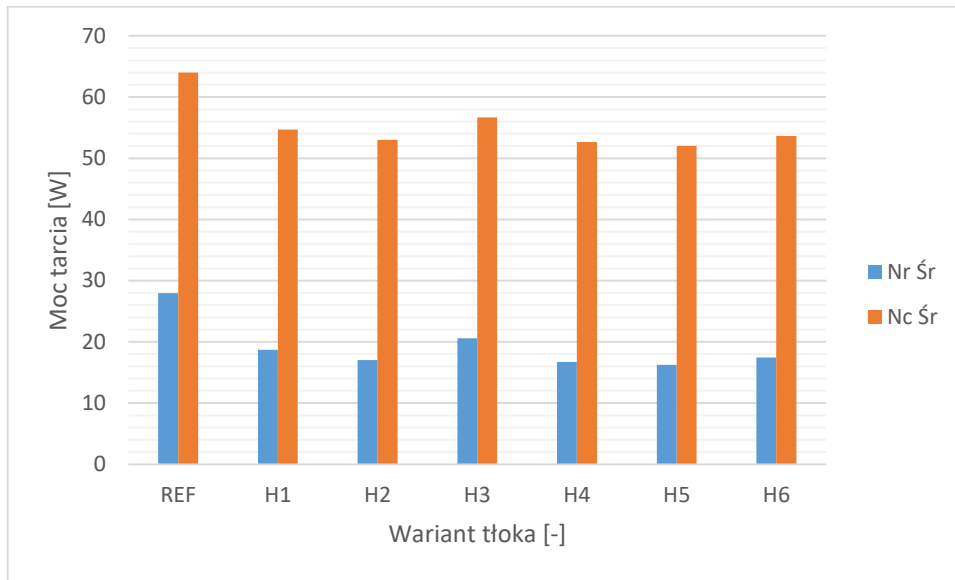
- N_r [W] – straty tarcia powierzchni nośnej tłoka o gładź cylindra,
- N_c [W] – całkowite straty tarcia tłoka i pakietu pierścieni.



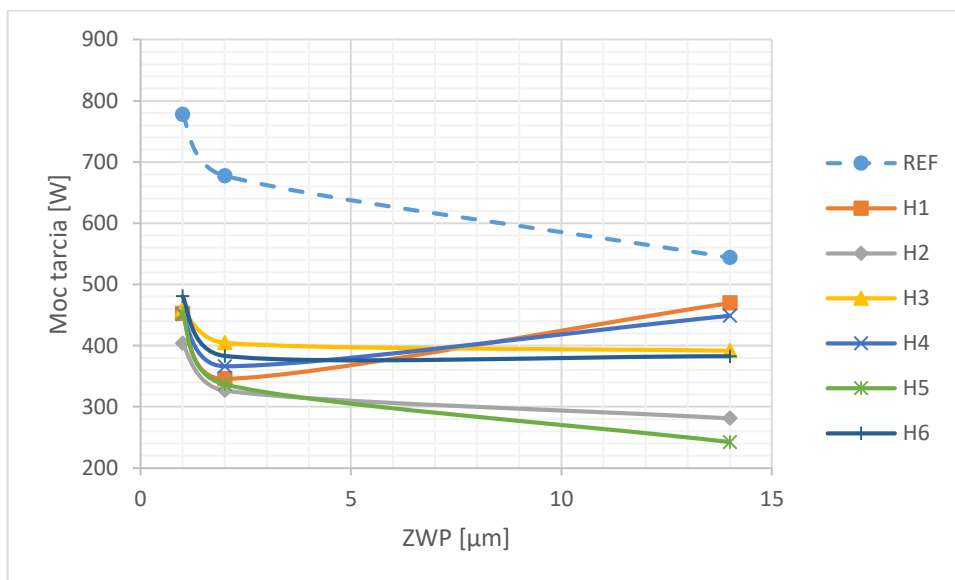
Rys. 7.9. Straty tarcia powierzchni nośnej tłoków w funkcji parametru ZWP dla temperatury oleju 50°C i prędkości obrotowej 850 obr/min



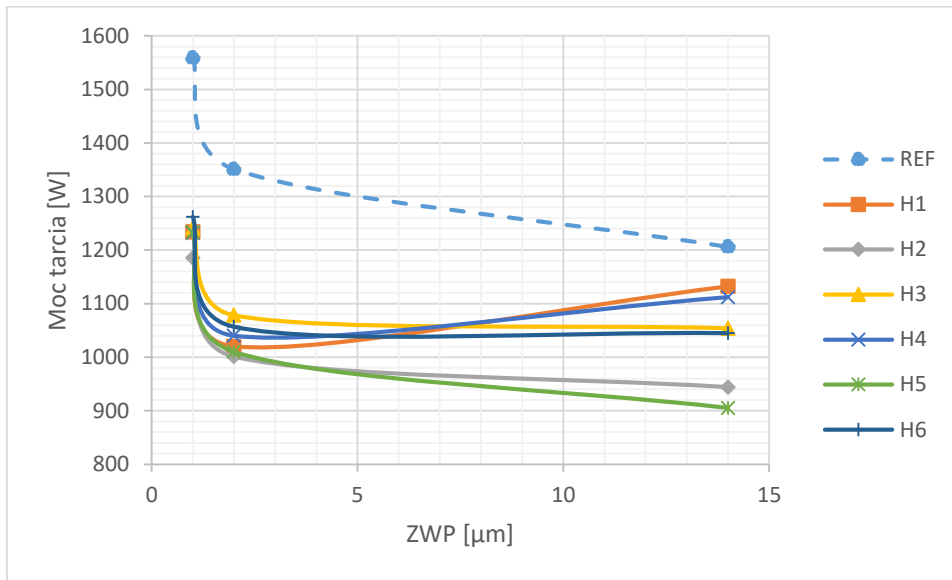
Rys. 7.10. Całkowite straty tarcia tłoka z pakietem pierścieni w funkcji parametru ZWP dla temperatury oleju 50°C i prędkości obrotowej 850 obr/min



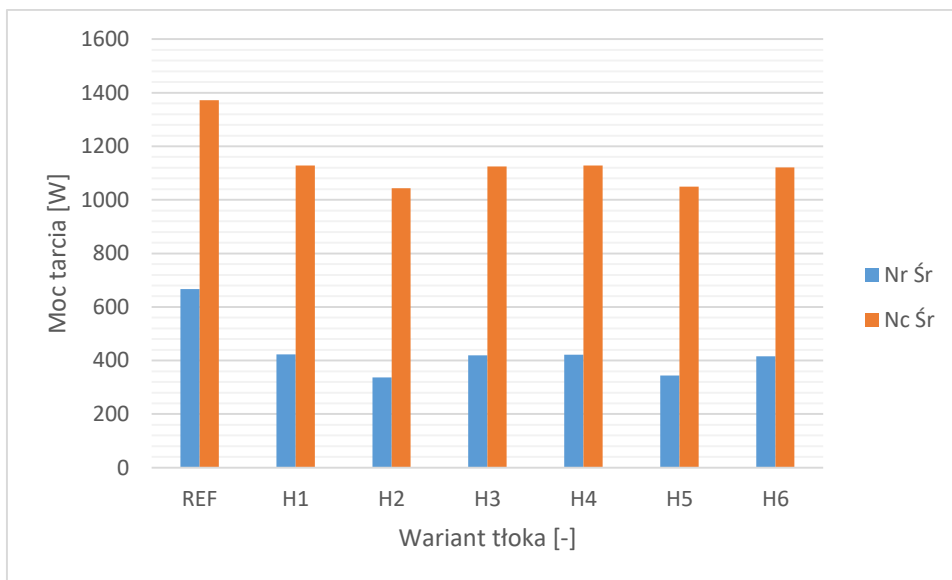
Rys. 7.11. Wyniki średnie parametrów Nr i Nc dla temperatury oleju 50°C i prędkości obrotowej 850 obr/min



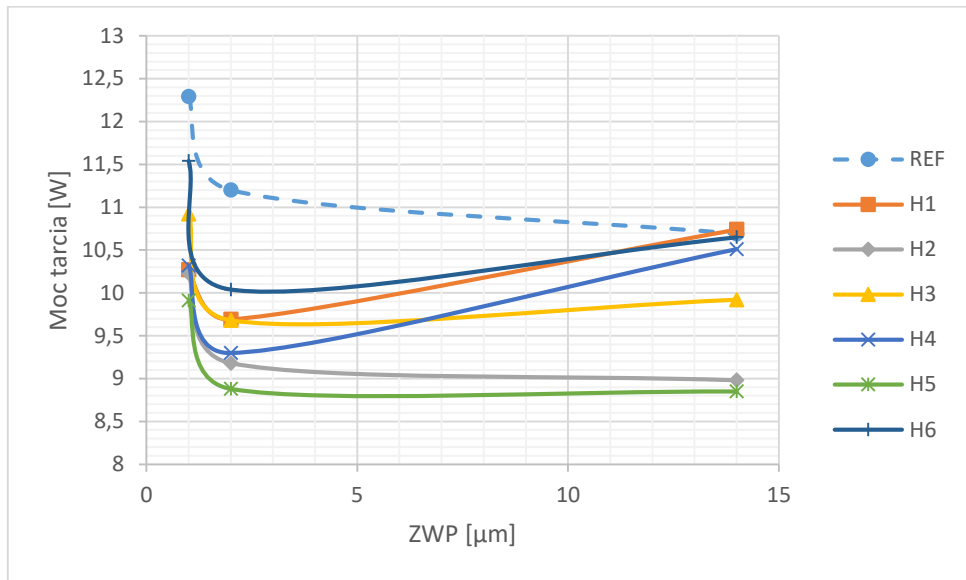
Rys. 7.12. Straty tarcia powierzchni nośnej tłoków w funkcji parametru ZWP dla temperatury oleju 50°C i prędkości obrotowej 5000 obr/min



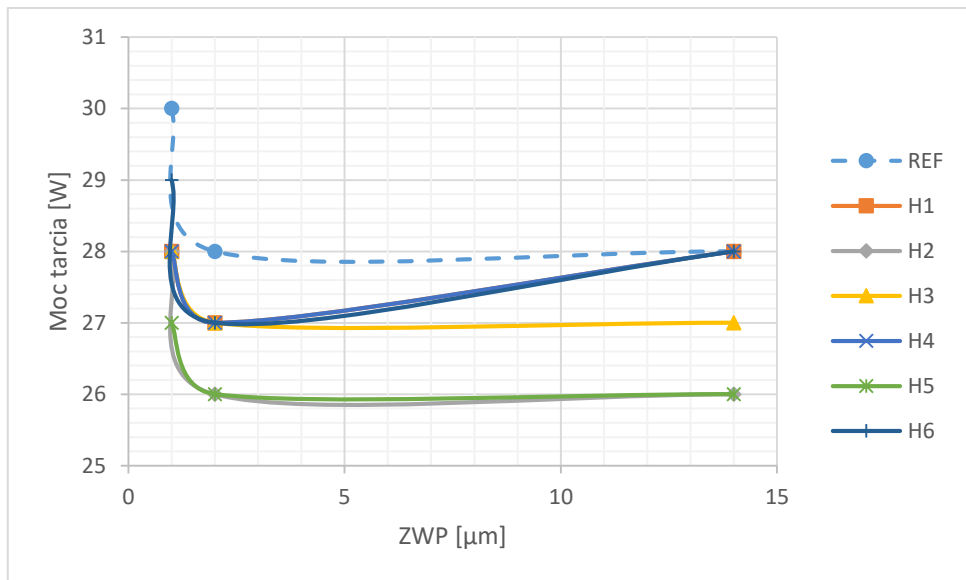
Rys. 7.13. Całkowite straty tarcia tłoka z pakietem pierścieni w funkcji parametru ZWP dla temperatury oleju 50°C i prędkości obrotowej 5000 obr/min



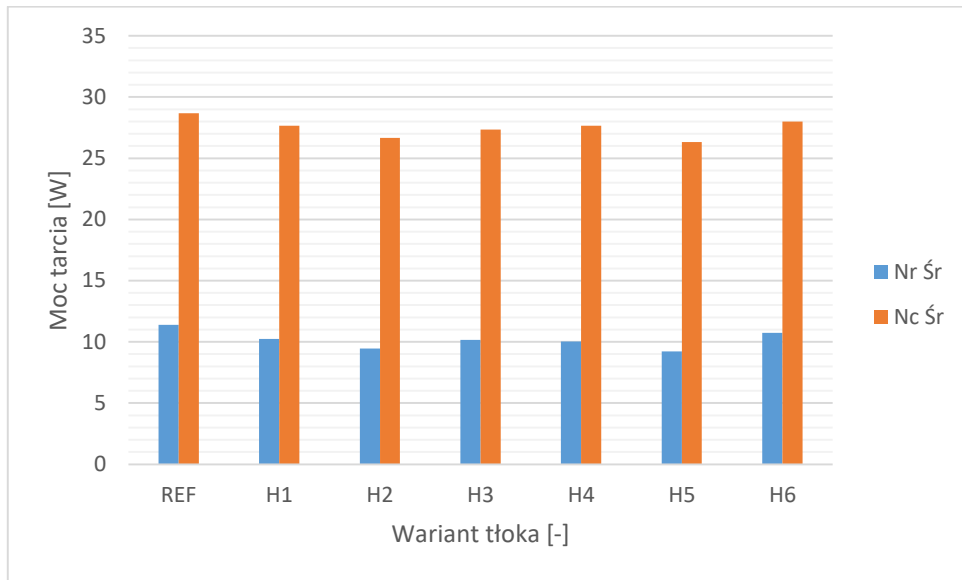
Rys. 7.14. Wyniki średnie parametrów Nr i Nc dla temperatury oleju 50°C i prędkości obrotowej 5000 obr/min



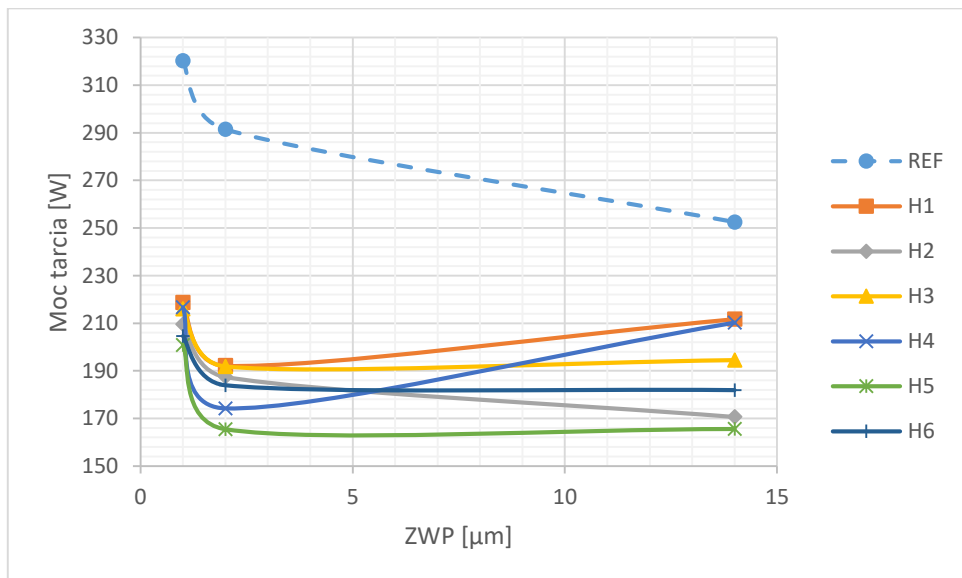
Rys. 7.15. Straty tarcia powierzchni nośnej tłoków w funkcji parametru ZWP dla temperatury oleju 90°C i prędkości obrotowej 850 obr/min



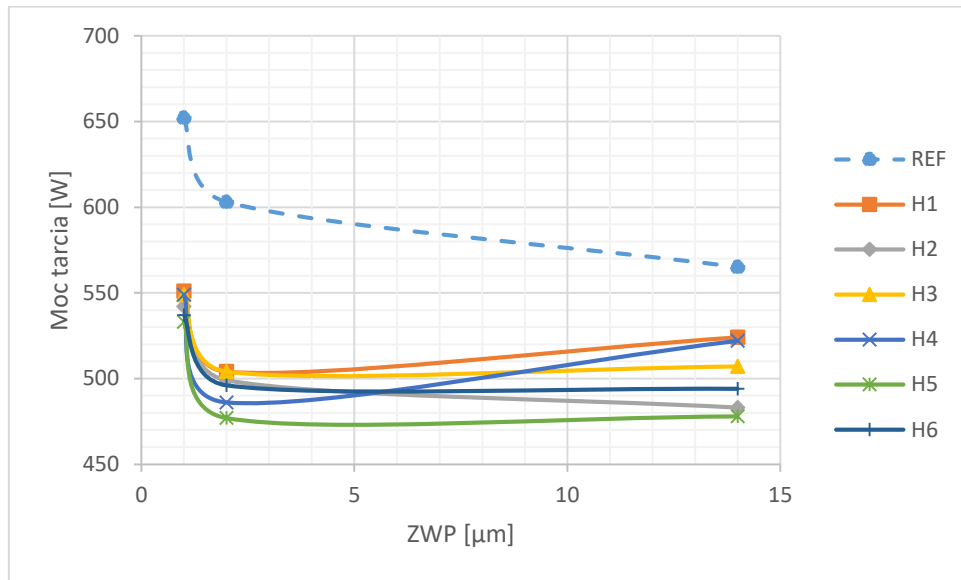
Rys. 7.16. Całkowite straty tarcia tłoka z pakietem pierścieni w funkcji parametru ZWP dla temperatury oleju 90°C i prędkości obrotowej 850 obr/min



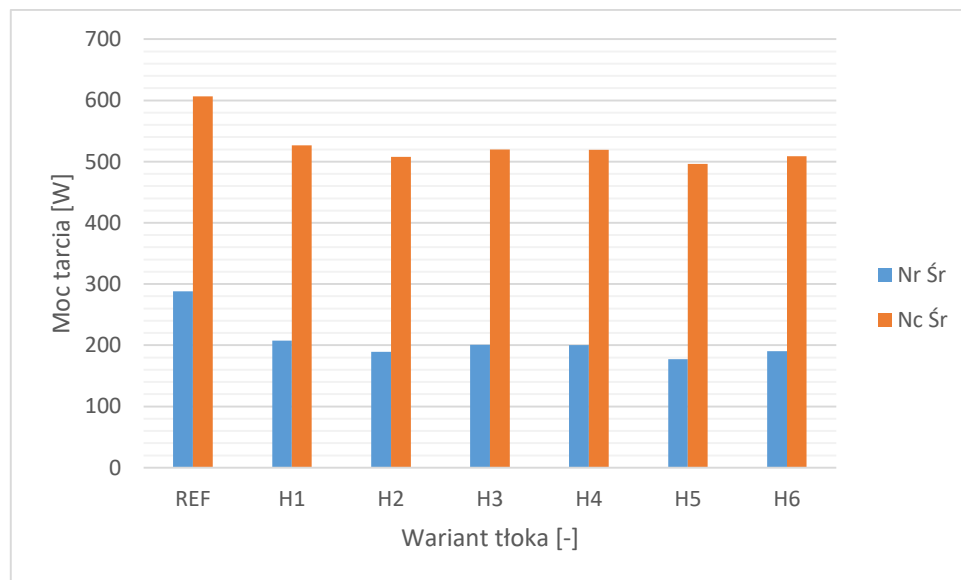
Rys. 7.17. Wyniki średnie parametrów Nr i Nc dla temperatury oleju 90°C i prędkości obrotowej 850 obr/min



Rys. 7.18. Straty tarcia powierzchni nośnej tłoków w funkcji parametru ZWP dla temperatury oleju 90°C i prędkości obrotowej 5000 obr/min



Rys. 7.19. Całkowite straty tarcia tłoka z pakietem pierścieni w funkcji parametru ZWP dla temperatury oleju 90°C i prędkości obrotowej 5000 obr/min



Rys. 7.20. Wyniki średnie parametrów Nr i Nc dla temperatury oleju 90°C i prędkości obrotowej 5000 obr/min

Zebrany materiał badawczy pozwolił na opracowanie kształtów powierzchni bocznej tłoków, które na podstawie przeprowadzonych symulacji ocenić można jako istotnie przyczyniające się do redukcji strat tarcia. Dla umożliwienia wzajemnego porównania założono, iż ulepszony tłok winien posiadać taką samą wysokość jak tłoki dotychczas badane. Nie zmieniano również żadnego parametru opisującego pakiet pierścieni. Przyjęto takie same warunki pracy silnika jak uprzednio opisane w rozprawie.

W wyniku przeprowadzonych symulacji wariant H2 i H5 wykazały największą redukcję strat tarcia w węźle tłok-cylinder. Na podstawie otrzymanych wyników można również zaobserwować, że redukcja strat tarcia jest intensywniejsza dla wyższych prędkości obrotowych wału korbowego silnika. Jest to bardzo ważne spostrzeżenie, ponieważ podczas zwiększania prędkości obrotowej silnika w wyniku większych strat tarcia zamienianych na ciepło następuje szybsze nagrzewanie elementów silnika i oleju smarującego, a co

za tym idzie zmniejszenie jego lepkości, co może prowadzić do występowania warunków tarcia granicznego. Zjawisko to może mieć również pozytywny wpływ na zmniejszenie strat tarcia przy założeniu, że nie będzie występować tarcie graniczne na styku powierzchni nośnej tłoka i tulei cylindrowej.

Szczelina jaką tworzy tłok z gładzią cylindra w dużym stopniu wypełnia się olejem smarującym a to drastycznie podnosi wartość strat tarcia. Wersja tłoków ze zmodyfikowaną mikrogeometrią powierzchni nośnej, każdorazowo prowadzi do wielokrotnego zmniejszenia mocy tarcia w stosunku do tłoka referencyjnego.

Celem symulacji przeprowadzonych dla tłoków H2 i H5, jest wykazanie, iż zmiana szerokości przewężenia litery H na powierzchni nośnej tłoka jest skutecznym środkiem umożliwiającym zmianę charakteru pokrycia powierzchni nośnej tłoka filmem olejowym. Należy podkreślić, że już w przypadku wszystkich analizowanych konfiguracjach tłoków eksperymentalnych uzyskano wartości najmniejszej chwilowej w cyklu pracy powierzchni pokrytej filmem olejowym korzystniejszą niż w przypadku tłoka referencyjnego.

W modelu procesu tarcia hydrodynamicznego zawartym w programie „Kolben” przyjmuje się, że zarówno powierzchnia tłoka jak i tulei cylindrowej nie podlega w czasie pracy silnika odkształceniom [15, 16]. Nie można zatem w drodze symulacji określić jaka wartość minimalnej powierzchni filmu olejowego w cyklu pracy silnika jest wystarczająca do tego stopnia, że nie jest celowe jej dalsze zwiększanie.

Porównując pokrycie filmem olejowym powierzchni nośnej tłoka można zauważyć, że intensywne pokrycie filmem olejowym powoduje zwiększenie strat tarcia. W przypadku niewielkich różnic pokrycia filmem olejowym powierzchni nośnej tłoka o stratach tarcia decydują minimalne grubości filmu olejowego, które są większe dla powierzchni schodkowej w położeniu centralnym.

Kształt mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoka gwarantującej lepsze parametry pracy silnika musi uwzględniać następujące parametry filmu olejowego: zdolność wywołania reakcji filmu olejowego zarówno w wyniku poślizgu jak i wyciskania, straty tarcia między warstwami olejowego oraz maksymalne wartości ciśnienia w tym filmie.

Ocena parametrów filmu olejowego między powierzchnią nośną tłoka a gładzią cylindra musi uwzględniać przepływ warstw filmu olejowego zarówno w kierunku ruchu tłoka wywołanego mechanizmem korbowym, jak i w kierunku obwodowym tłoka.

Rozpatrywane przypadki kształtu mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoków dowodzą, że można zaprojektować tłok, aby reakcja filmu olejowego wywołana efektem poślizgu jak i reakcja wywołana efektem wyciskania była większa niż dla klasycznego baryłkowego profilu. Dalsze wyniki badań schodkowej mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoka będą prezentowane w dalszych rozdziałach rozprawy.

8. Kształtowanie i ocena mikrogeometrii tłoków o eksperymentalnym profilu powierzchni nośnej

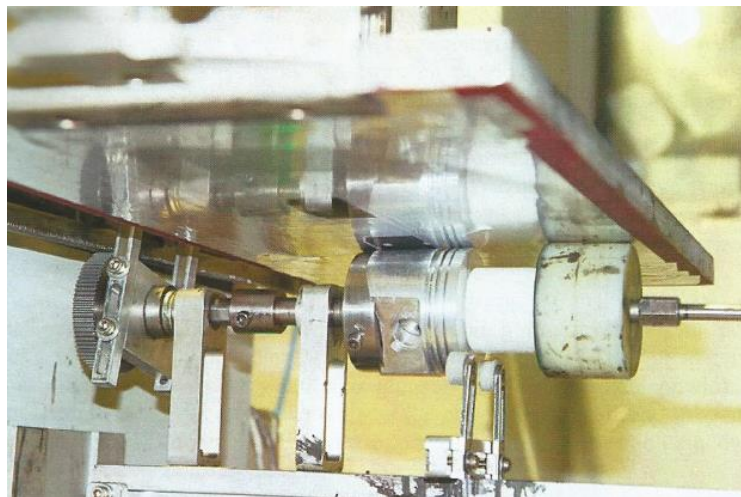
8.1 Stosowanie powłok uszlachetniających na powierzchni nośnej tłoka

Powierzchnia boczna tłoka, szczególnie po stronie ciśnieniowej, poddawana jest w czasie pracy silnika spalinowego znacznym obciążeniom mechanicznym, co jest związane z ciągłym doskonaleniem silników spalinowych a co za tym idzie ze wzrastającymi wartościami podstawowych wskaźników pracy silnika spalinowego, takich jak moc i maksymalny moment obrotowy. Wzrost tych wskaźników wynika bezpośrednio ze zwiększania poziomu maksymalnego ciśnienia wewnątrz cylindra w czasie suwu pracy, a także średniego ciśnienia użytecznego. Ma to bowiem swoje bezpośrednie przełożenie na wielkość sił oddziałujących na elementy mechanizmu tłokowo-korbowego, a także na siłę normalną oddziałującą na powierzchnię boczną tłoka. Dodatkowo, zwiększenie średniego ciśnienia użytecznego może powodować wzrost lokalnych temperatur we współpracujących elementach mechanizmu tłokowo-korbowego, szczególnie tych znajdujących się w bezpośrednim kontakcie ze spalinami o wysokiej temperaturze np. denko tłoka. Tak trudne warunki pracy elementów mechanizmu tłokowo-korbowego, a w szczególności tłoka, powoduje określone problemy w zapewnieniu pożądanej trwałości i niezawodności mechanizmu tłokowo-korbowego, przy jednoczesnym spełnieniu kryterium minimalizacji zużycia paliwa.

We współczesnych silnikach najczęściej stosowane są powłoki na bazie grafitu i dwusiarczku molibdenu, przy tym te pierwsze są znacznie popularniejsze m. in. dzięki niższej cenie przy tylko nieznacznie gorszych cechach funkcjonalnych. Jedną z metod nanoszenia tego rodzaju powłok jest metoda sitodruku, która charakteryzuje się prostotą, niskimi kosztami produkcji, dużą wydajnością przy zachowaniu wystarczającej dokładności grubości nanoszonej warstwy [5]. Przykładowy widok przemysłowego nanoszenia grafitowej powłoki na powierzchni bocznej tłoka za pomocą metody sitodruku przedstawiono na rys. 8.1.-2.



Rys. 8.1. Nanoszenie powłoki na bazie grafitu metodą sitodruku



Rys. 8.2. Nanoszenie powłoki na bazie grafitu metodą sitodruku z widocznym tłokiem

Poza prostotą wykonania powłoki na bazie grafitu nakładanej na powierzchni bocznej tłoka, który najczęściej wykonany jest ze stopu aluminium, charakteryzuje się dużą adhezją, a także elastycznością. Skutkuje to, że takie powłoki odporne są na łuszczenie w wyniku działania sił normalnych i stycznych, a także nie ulegają pękaniu w wyniku zmieniających się wymiarów geometrycznych tłoka pod wpływem zmian temperatury jakim poddawany jest tłok np. w czasie fazy rozgrzewania silnika

Modyfikacja kształtu powierzchni nośnej tłoka polega na dobraniu takiego kształtu powierzchni, która wykonując ruch posuwisto-zwrotny względem gładzi tulei cylindrowej zapewni ciągłość filmu olejowego z możliwie małą wartością strat tarcia w węzle tłok-cylinder. Redukcja strat tarcia przyczyni się do osiągnięcia większej sprawności mechanicznej silnika spalinowego a tym samym zmniejszenia zużycia paliwa.

Redukcję siły tarcia w grupie tłok-cylinder uzyskuje się w wyniku trzech zabiegów:

- Przez ograniczenie powierzchni szczeliny wypełnionej olejem smarującym między powierzchnią boczną tłoka a gładzią cylindra,
- Przez zmniejszenie współczynnika lepkości oleju smarującego zespół tłok-cylinder,
- Przez nadanie olejowi smarującemu właściwości lepko-sprężystych opisanych równaniem Maxwella.

Dodatkowo ważnym czynnikiem kształtowania powierzchni bocznej tłoka jest wyeliminowanie zużycia tłoka w wyniku ścierania powierzchni bocznej na skutek bezpośredniego kontaktu z gładzią cylindra. Drogą do uzyskania tego faktu jest optymalizacja grubości filmu olejowego w trakcie pracy, a w fazie uruchamiania silnika gładź cylindra styka się z powierzchnią utworzoną z powłok naniesionych na powierzchni nośnej tłoka a nie bezpośrednio z mikronierównościami powierzchni bocznej tłoka.

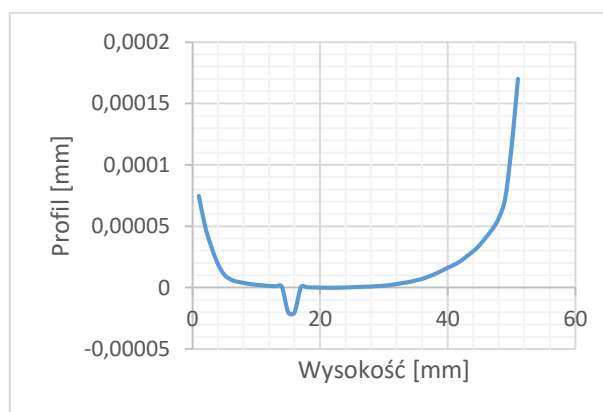
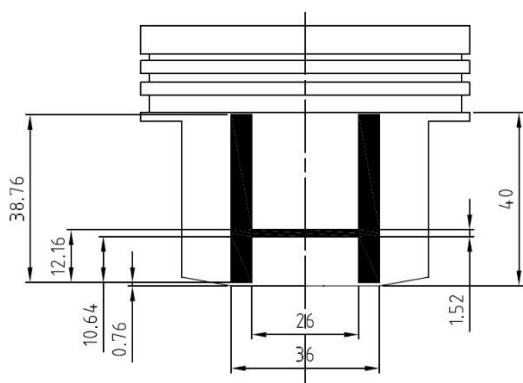
8.2. Opracowanie eksperymentalnych tłoków

W silniku spalinowym cyklicznie zmienia się objętość komory roboczej, gdyż tego wymaga realizowany obieg cieplny: Diesla, Otto, lub Sabathego [50]. Zmiana objętości komory wymaga

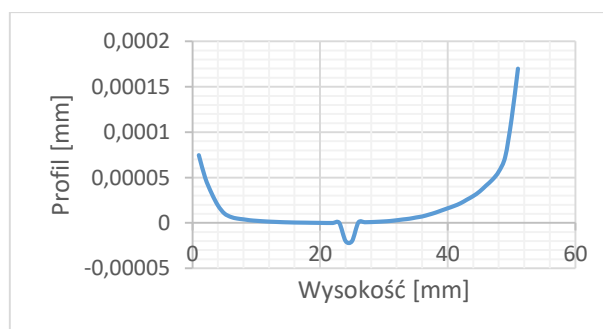
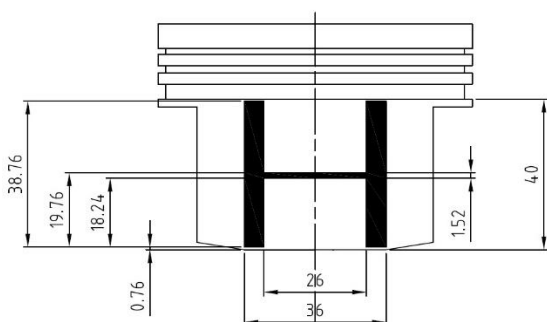
wzajemnego ruchu tłoka i cylindra. Obszar kontaktu powierzchni tłoka i gładzi cylindra jest narażony na występowanie strat tarcia, co prowadzi do zmniejszenia sprawności silnika. Straty tarcia można ograniczyć poprzez takie ukształtowanie szczeliny między tłokiem a cylindrem, które zapewni generowanie ciągłego filmu olejowego rozdzielającego współpracujące powierzchnie. Film olejowy zmniejsza straty tarcia ale ich nie eliminuje. Wynika to z bilansu energetycznego. Siły lepkości wykonują pewną pracę, która natychmiast zamieniana jest na ciepło, objawiające się wzrostem temperatury warstwy oleju tworzącej film. Jak wynika z opisu matematycznego tzw. cieczy Maxwellowskiej odkształcanie takiego medium prowadzi do powstania sił lepkości ale i sił sprężystości.

Metodą na uzyskanie redukcji strat tarcia w węźle tłok-cylinder jest zastosowanie schodkowego profilu mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoka poprzez naniesienie na powierzchni nośnej tłoka warstwy grafitu w kształcie litery H.

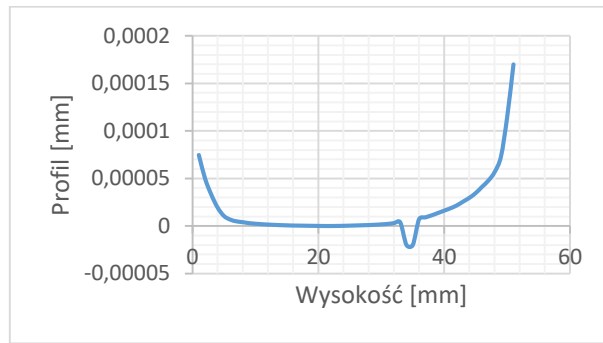
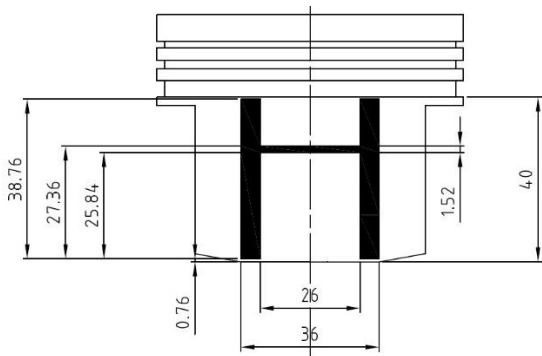
W celu realizacji analizy postawionej tezy niniejszej pracy oraz symulacji opisanych w rozdziale VII, zostało opracowane sześciu wariantów kształtów, wymiarów profili litery H na powierzchni nośnej tłoka. Na rysunkach 8.3-8 przedstawiono opracowane warianty eksperymentalnych tłoków.



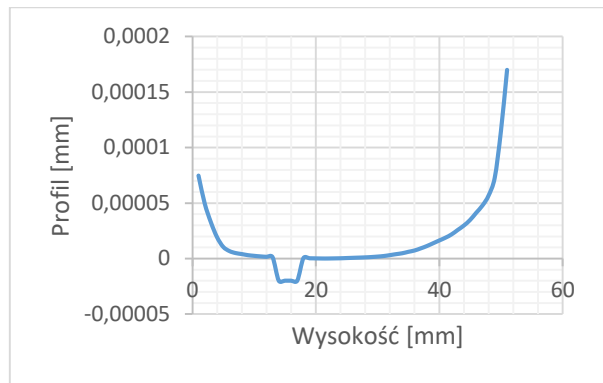
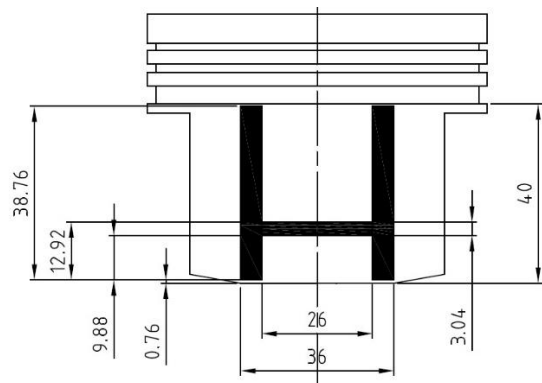
Rys. 8.3. Wymiary i profil tłoka H1



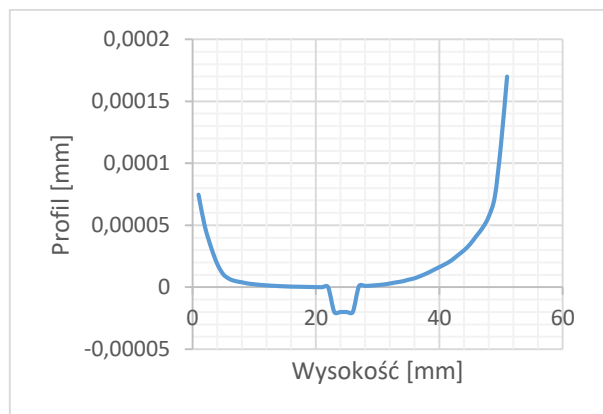
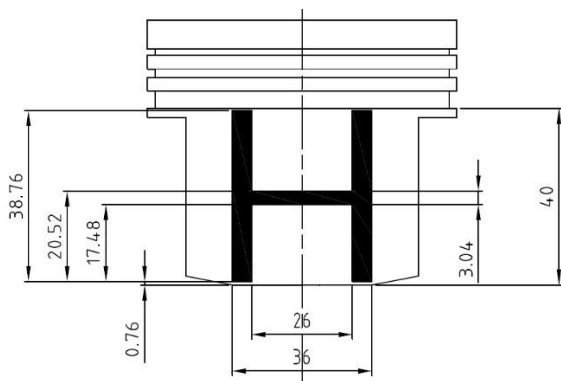
Rys. 8.4. Wymiary i profil tłoka H2



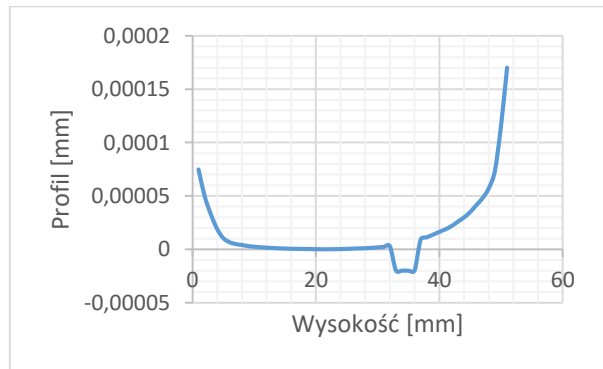
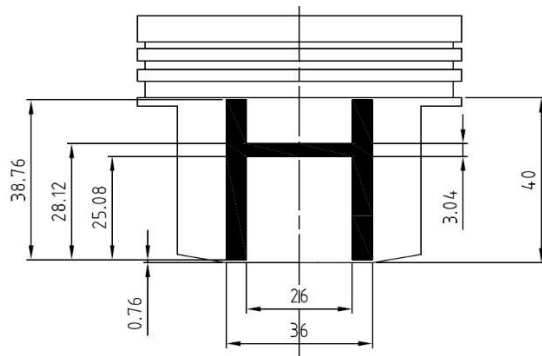
Rys. 8.5. Wymiary i profil tłoka H3



Rys. 8.6. Wymiary i profil tłoka H4

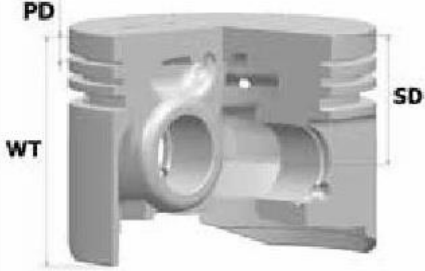
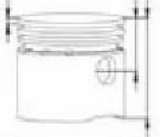
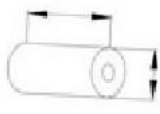







Rys. 8.7. Wymiary i profil tłoka H5



Rys. 8.8. Wymiary i profil tłoka H6

Tab. 8.1. Wymiary seryjnego tłoka silnika FIAT 500.A046 i jego elementów [57]

Szkic tłoka/Sketch of a piston		Wymiary/Dimensions			
				selekcja/ selection	
	WT 60,0	20,00x53,80	1,50	Nom. A	79,91
	PD 6,5		2,00	Nom. B	79,92
	SD 34,0		4,00	R1	80,21
				R2	80,31
			R3	80,51	
Oznaczenia techniczne / Technical terms:		Numer katalogowy/Catalogue number			
WT – wysokość całkowita/total length PD – odległość do powierzchni/top land height SK – średnica komory spalania/combustion chamber diameter GK – głębokość komory spalania/combustion chamber depth G – głębokość gniazd zaworów/valve recess depth PK – przesunięcie komory spalania/combustion chamber offset SD – wysokość kompresyjna/compression height		selekcja/ selection			
	Nom. A	01.0036.NA.00			
	Nom. B	01.0036.NB.00			
	R1	01.0036.R1.00			
	R2	01.0036.R2.00			
	R3	01.0036.R3.00			

Do wykonania eksperymentalnych tłoków zostały wybrane tłoki pracujące w silniku FIAT 170.A046, grupy selekcyjnej A. Wymiary i parametry tłoka przedstawione zostały w tabeli 8.1. Następnie na powierzchni nośnej naniesiono szablon litery H, w różnej kombinacji wysokości półki oraz dwóch szerokości. Ostatnim zabiegiem było naniesienie na szablon metodą sitodruku warstwy grafitu o grubości 20 μm . Tak zaprojektowane tłoki zostały wykonane przez Firmę Złotecki. Gotowy materiał badawczy (rys. 8.9) w postaci eksperymentalnych tłoków przygotowany został do badań na stanowisku modelowym.



Rys. 8.9. Tłok referencyjny i 3 warianty tłoków eksperymentalnych

8.3. Opracowanie metody badania uzyskanej mikrogeometrii eksperymentalnych tłoków

Głównym celem badań tłoków eksperymentalnych było określenie wpływu warstwy grafitu tworzącej schodkowy profil, pokrywających ich powierzchnie nośne na warunki współpracy z gładzią cylindra. Wśród wielu parametrów charakteryzujących zjawiska zachodzące pomiędzy powierzchnią nośną tłoka i gładzią cylindra największe znaczenie przypisuje się wartości strat tarcia. Skutki zastosowania schodkowego profilu mikrogeometrii powierzchni nośnej oceniono na podstawie porównania zmierzonych wartości strat tarcia tłoków eksperymentalnych i tłoków standardowych. Zasadnicza część badań realizowana w ramach niniejszej pracy została wykonana na stanowisku symulacyjnym z silnikiem spalinowym, umożliwiającym pomiar strat tarcia.

Aby umożliwić porównanie wyników strat tarcia różnych wariantów opracowanych eksperymentalnych tłoków, konieczne było zapewnienie jak najbardziej zbliżonych wartości geometrycznych. Dlatego przeprowadzone zostały pomiary kształtu i chropowatości tłoków i cylindrów. Ze względu na złożoność zadań pomiary i badania wykonano w dalej opisanych etapach.

Pierwszy etap badań polegał na określeniu chropowatości powierzchni nośnej i odchyłek kształtu partii nowych tłoków z eksperymentalnym pokryciem grafitu w kształcie litery H. Badania wykonano w laboratorium Zakładu Metrologii i Systemów Pomiarowych Politechniki Poznańskiej. Pomiary profili chropowatości wykonano na profilometrze Perthometer S8P produkcji Mahr Perthen. Zastosowano głowicę pomiarową stykową ze ślizgaczem RHT6-50. Promień zaokrąglenia igły diamentowej wynosił $5\ \mu\text{m}$ a nacisk $0,8\div 1,2\ \text{mN}$. Wyniki badań służyły przede wszystkim do sprawdzenia powłoki grafitu wykonanych eksperymentalnych tłoków przeznaczonych do badań stanowiskowych.

Uzupełnienie tej części badań stanowi także pomiar odchyłek kształtu cylindrów silnika przeprowadzony z użyciem średnicówki cyfrowej w Laboratorium Silników Spalinowych, Politechniki Poznańskiej. Znajomość kształtu cylindrów jest potrzebna między innymi do określenia warunków pracy tłoków pokrytych warstwą grafitu.

8.4. Pomiar chropowatości tłoków eksperymentalnych

Wszystkie pomiary chropowatości powierzchni nośnej tłoków, których wyniki są prezentowane w niniejszej pracy przeprowadzono według tego samego schematu. Pomiar wykonywany wzdłuż tworzącej powierzchni bocznej tłoka rozpoczyna się na wysokości ok. 12 mm od dolnej krawędzi tłoka i obejmuje pięć kolejnych, sąsiadujących ze sobą odcinków elementarnych o łącznej długości równej 12 mm. Dla każdego tłoka wykonano sześć niezależnych pomiarów, na tworzącej rozmieszczonych tak, jak przedstawiono na rys. 8.10. Oś prostopadła do sworznia tłokowego wyznacza główne tworzące. 1 i 4, pozostałe tworzące są przesunięte na obwodzie tłoka o kąt ok. 30° .

Ujednolicony został również schemat wykresów prezentowanych w tej pracy, stanowiących graficzną interpretację struktury powierzchni części nośnej poszczególnych tłoków. W czasie pojedynczego pomiaru końcówka pomiarowa profilografu pokonuje odcinek równy 12 mm, przyjmowany na wykresach jako odcięta.

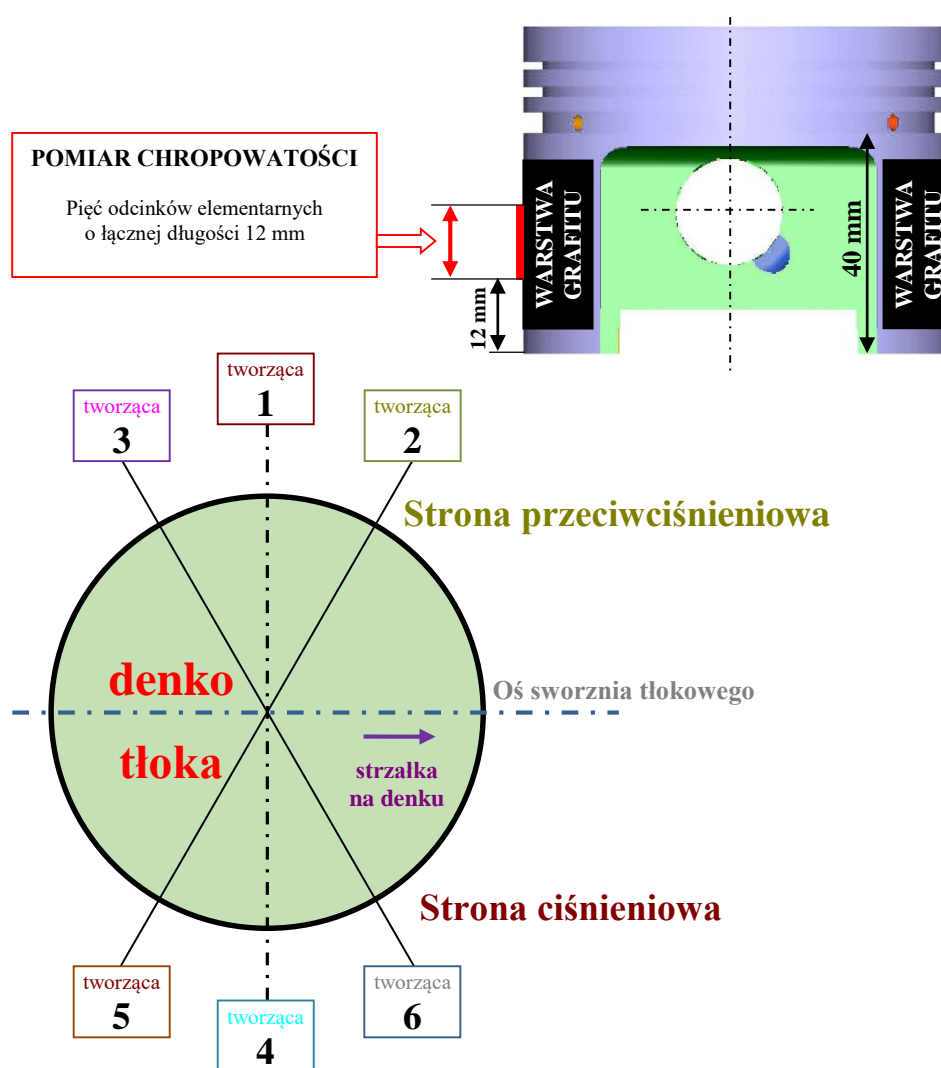
Podsumowanie pomiarów każdego tłoka stanowi załącznik do niniejszej pracy, zaś poniżej przedstawiono parametry charakterystyczne dla pomiaru chropowatości eksperymentalnych tłoków:

Pt - odległość najwyższego punktu do najniższego na odcinku elementarnym profilu podstawowego

Pa - średnie arytmetyczne odchylenie od linii średniej profilu podstawowego

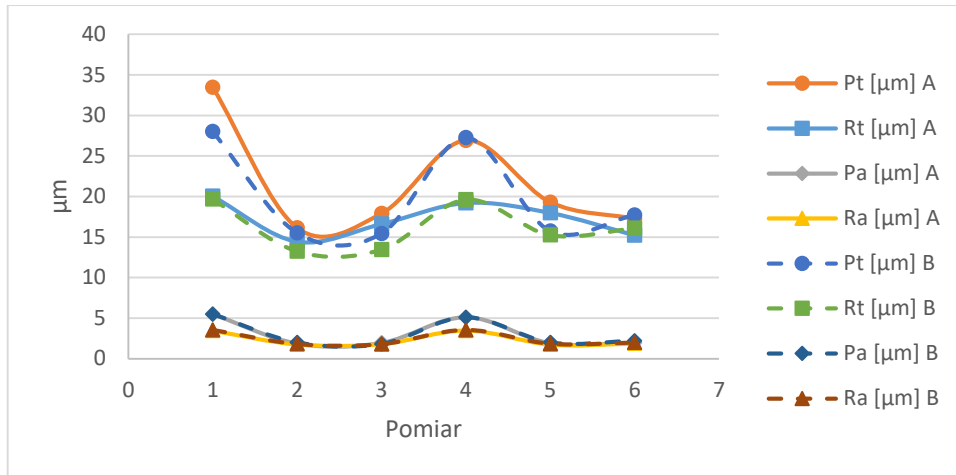
Rt - odległość najwyższego punktu do najniższego na odcinku elementarnym profilu surowego

Ra - średnie arytmetyczne odchylenie od linii średniej profilu surowego

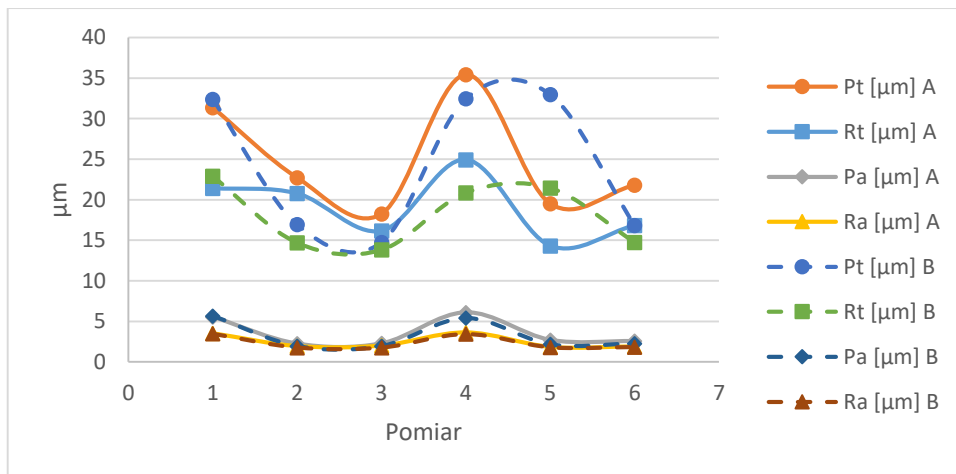


Rys. 8.10. Schemat metody pomiaru chropowatości powierzchni bocznej tłoka

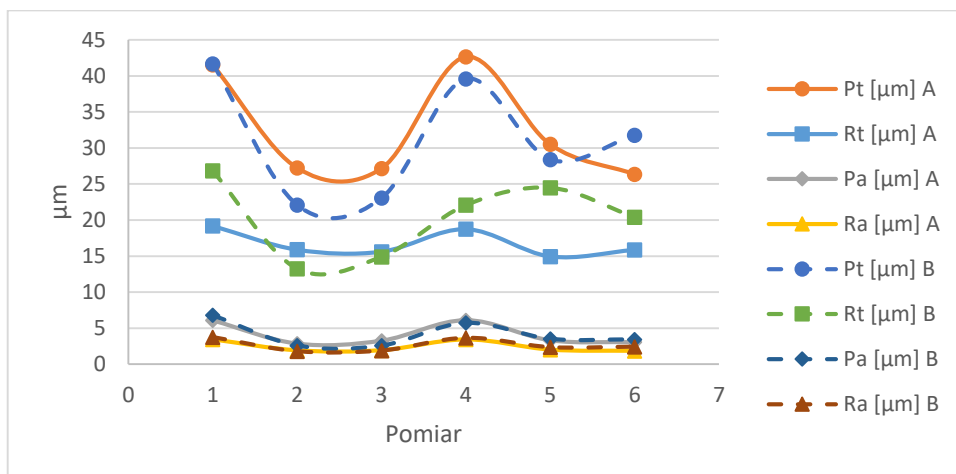
Wyniki badania charakterystycznych parametrów chropowatości dla wszystkich eksperymentalnych tłoków, pokrytych warstwą grafitu w kształcie litery H, przedstawiono, zgodnie z przyjętą zasadą na rys. 8.11-15, zaś oznaczenie A i B opisują kolejno oba cylindry.



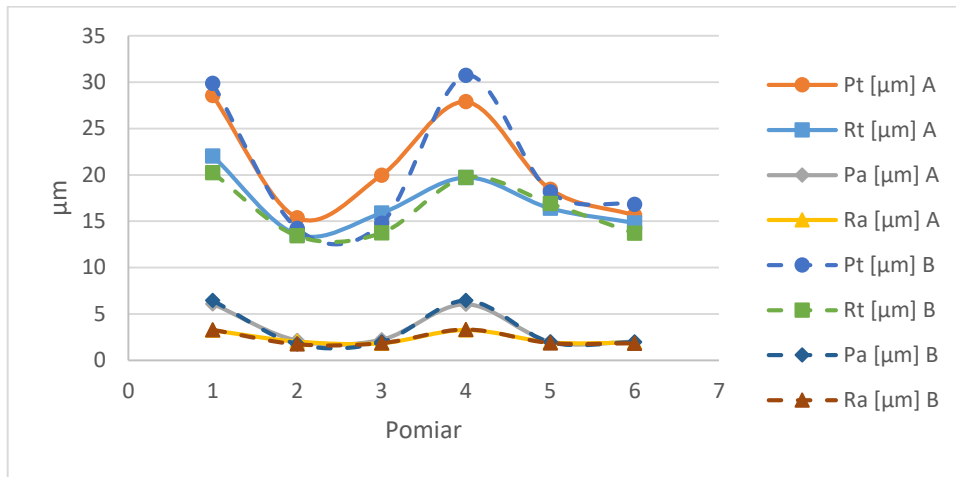
Rys. 8.11. Parametry charakterystyczne dla pomiaru chropowatości tłoka H1 (A i B)



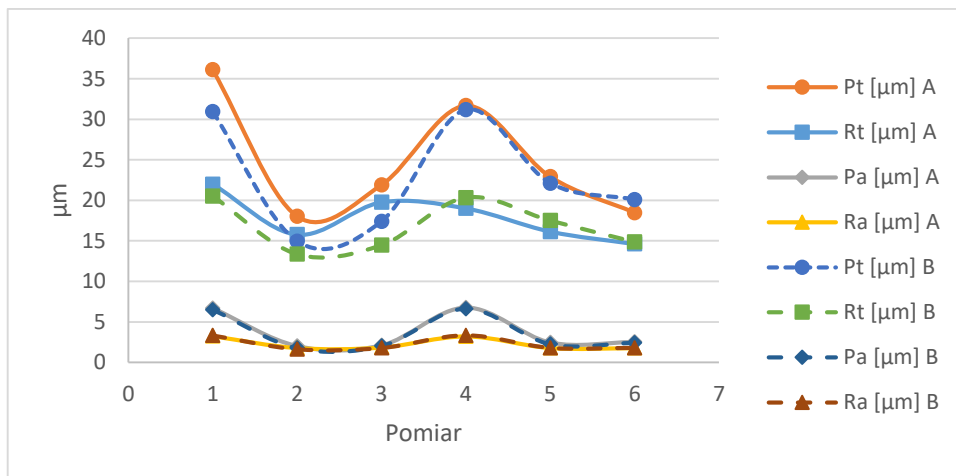
Rys. 8.12. Parametry charakterystyczne dla pomiaru chropowatości tłoka H2 (A i B)



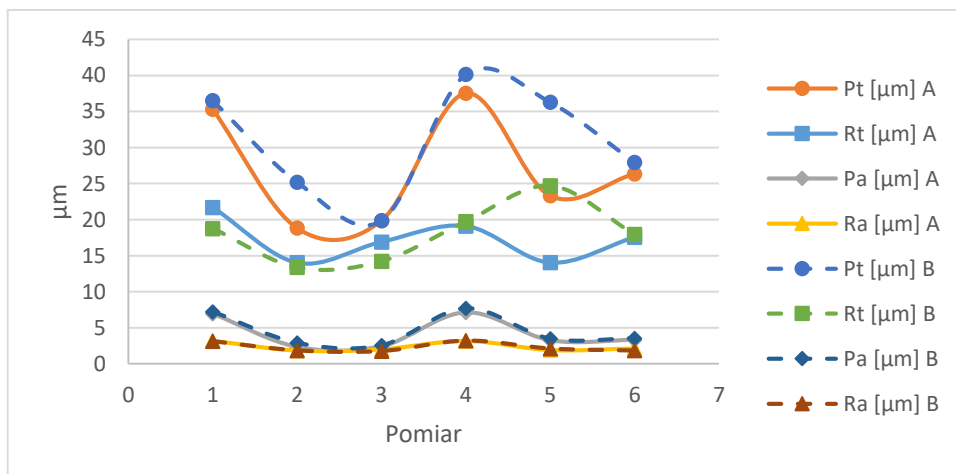
Rys. 8.13. Parametry charakterystyczne dla pomiaru chropowatości tłoka H3 (A i B)



Rys. 8.14. Parametry charakterystyczne dla pomiaru chropowatości tłoża H4 (A i B)



Rys. 8.15. Parametry charakterystyczne dla pomiaru chropowatości tłoża H5 (A i B)



Rys. 8.16. Parametry charakterystyczne dla pomiaru chropowatości tłoża H6 (A i B)

Struktura powierzchni cechuje się dużą powtarzalnością dla wszystkich badanych przekrojów rozrzut wyznaczonych parametrów jest niewielki. Z wykresów można odczytać posuw noża tokarskiego, który w końcowej obróbce powierzchni wynosił ok. 0,2 mm. W tabeli 8.2 przedstawiono średnie wartości

parametrów charakterystycznych, których odchylenia są małe co świadczy o jednorodnej strukturze powierzchni.

Tab. 8.2. Zestawienie średnich wartości parametrów charakterystycznych

Tłok A			
Pt [μm] A	Rt [μm] A	Pa [μm] A	Ra [μm] A
26,88	17,23	4,23	2,38
24,85	19,07	3,59	2,49
32,58	16,72	4,13	2,43
20,97	17,06	3,39	2,36
24,84	17,88	3,76	2,29
26,88	17,23	4,23	2,38
Tłok B			
Pt [μm] B	Rt [μm] B	Pa [μm] B	Ra [μm] B
31,01	18,12	4,57	2,32
24,39	18,09	3,24	2,35
31,10	20,33	4,12	2,65
20,76	16,28	3,42	2,31
22,77	16,83	3,60	2,28
31,01	18,12	4,57	2,32

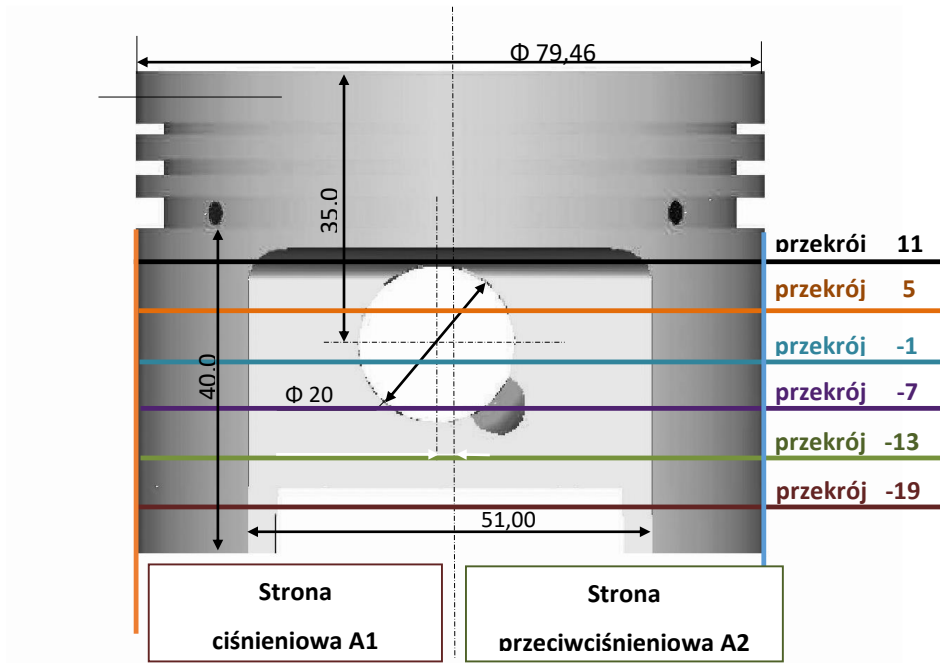
8.5. Pomiary kształtu mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoka

Pomiar odchyłek kształtu tłoków wykonywano po zamontowaniu tłoka w maszynie współrzędnościowej i wyznaczeniu związanego z tłokiem układu współrzędnych. Oś tłoka wyznaczono prowadząc prostą przez punkty stanowiące środki prostopadłych do niej przekrojów. Wybrano przy tym przekrój usytuowany na półce ogniowej, blisko denka tłoka, i przekrój pomiędzy półkami pierścienia zgarniającego i uszczelniająco-zgarniającego. O wyborze tych przekrojów zdecydowały następujące przesłanki:

- zeskanowane punkty powierzchni tłoka tworzą zamknięty pełny obwód elipsy, co umożliwia precyzyjne wyznaczenie środka przekroju,
- skanowana powierzchnia w zasadzie nie ulega zużyciu w czasie pracy silnika, szczególnie w warunkach zbudowanego stanowiska,
- skanowane punkty znajdują się na powierzchni o dużej sztywności, odpornej na przypadkowe odkształcenia w czasie montażu tłoków i pracy silnika.

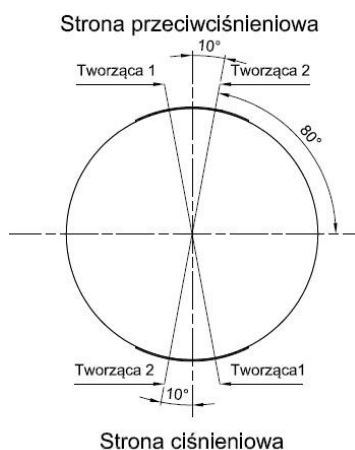
Drugą oś przestrzennego układu współrzędnych stanowi oś sworznia tłokowego, a oś trzecia jest prostopadła do obu wyznaczonych osi.

Po przyjęciu układu współrzędnych wykonano zasadnicze pomiary według zdefiniowanej procedury pomiarowej. Procedura obejmowała dwie niezależne przedstawione niżej serie pomiarowe, miejsca pomiarów schematycznie przedstawiono na rys. 8.17.



Rys. 8.17. Prezentacja graficzna położenia wybranych przekrojów i tworzących, których kształt ustalono na podstawie pomiarów i poddano analizie

Wybrano płaszczyzny leżące w części pierścieniowej tłoka, odległe od osi sworznia o 19,4 mm, 24,2 mm, 29 mm i 32 mm oraz płaszczyzny przecinające część nośną odpowiednio w odległości równej 11, 5 - 1, -7, -13 i - 19 mm. Ujemne wartości liczb określających odległość przekroju od osi sworzni wskazują na ich położenie poniżej osi tłoka przy jego pionowym ustawieniu. Część pomiarów wykonywanych na powierzchni nośnej tłoka ograniczono w zakresie kątowym uwzględniając wybrania materiału na powierzchni tłoka w osi sworznia.

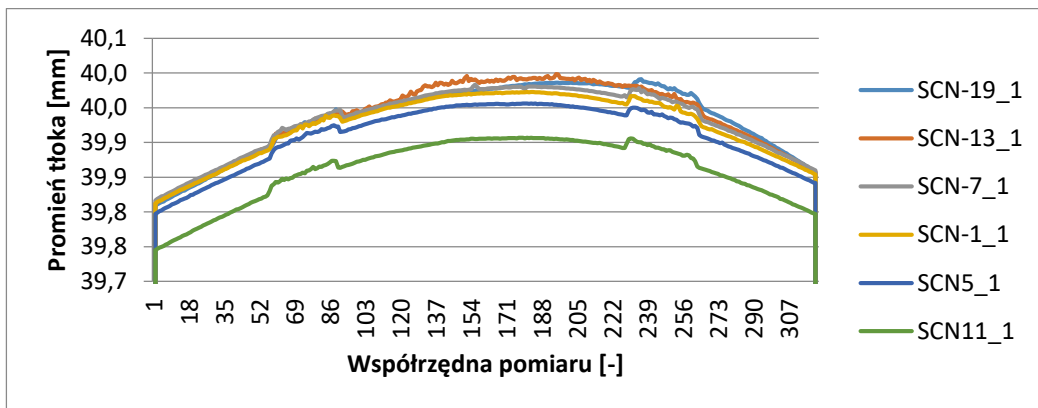


Rys. 8.18. Prezentacja tworzących, których kształt ustalono w pomiarach i poddano analizie – kierunek pionowy

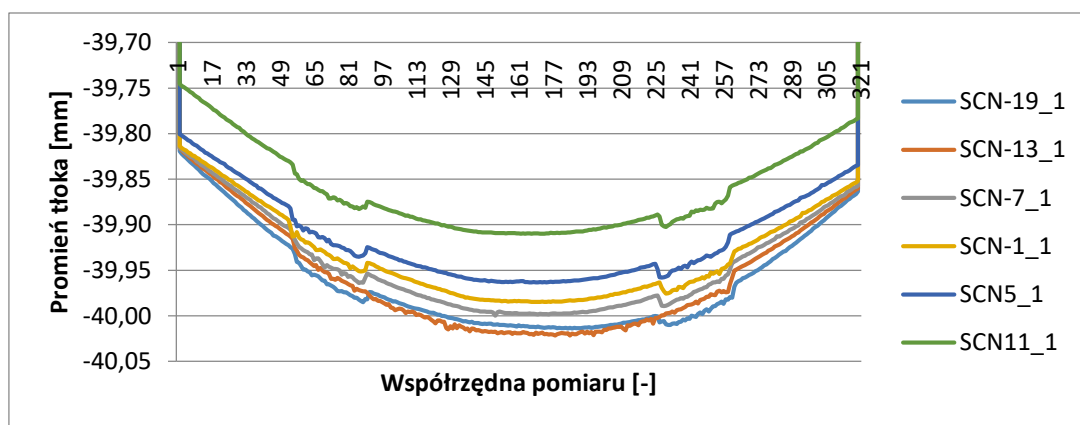
Dodatkowo zostały przeprowadzono pomiary profilu wykonywane wzdłuż tworzącej powierzchni nośnej tłoka rozpoczynającej się na wysokości ok. 12 mm od dolnej krawędzi tłoka. Oś prostopadła do

sworznia tłokowego wyznacza dwie tworzące, pozostałe tworzące są przesunięte na obwodzie tłoka o kąt ok. 10 °, rys. 8.18.

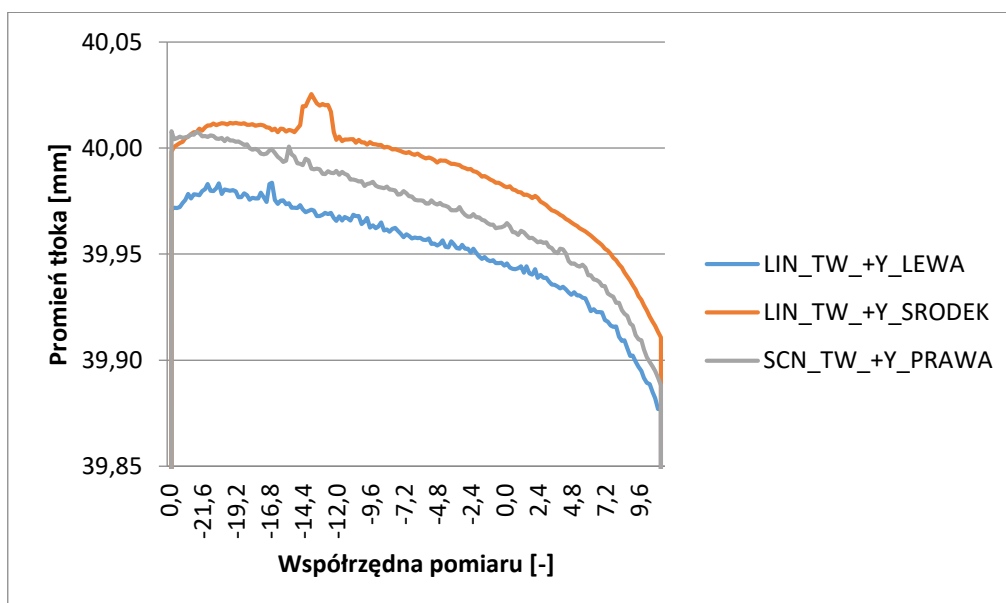
Z racji licznych pomiarów poniżej zostały zaprezentowane wybrane wyniki mikrogeometrii powierzchni nośnej eksperymentalnych tłoków przedstawiono na rys. 8.19-34.



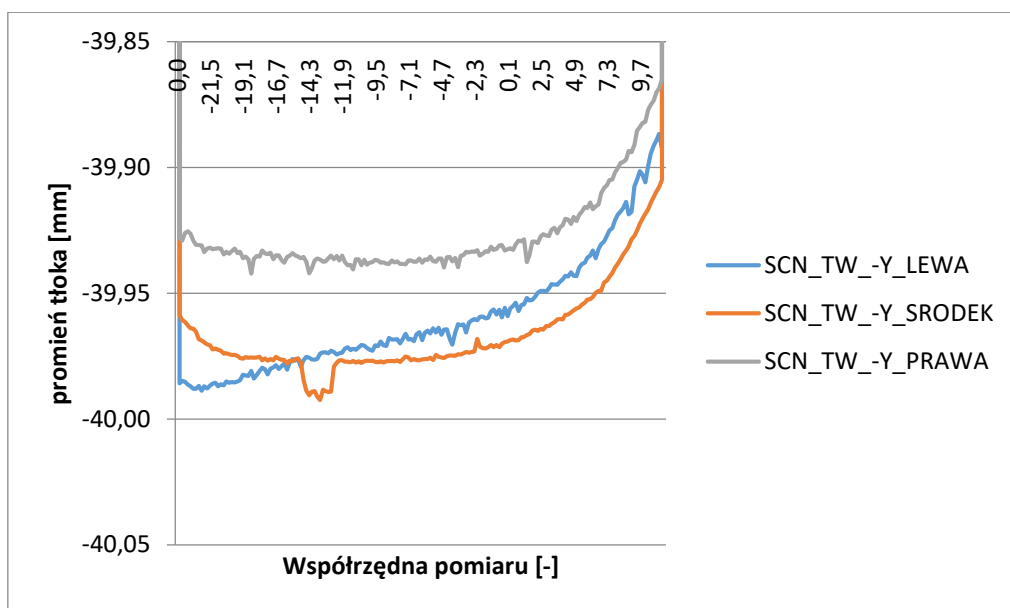
Rys. 8.19. Profil powierzchni nośnej tłoka wykonany od strony ciśnieniowej - H1 A1



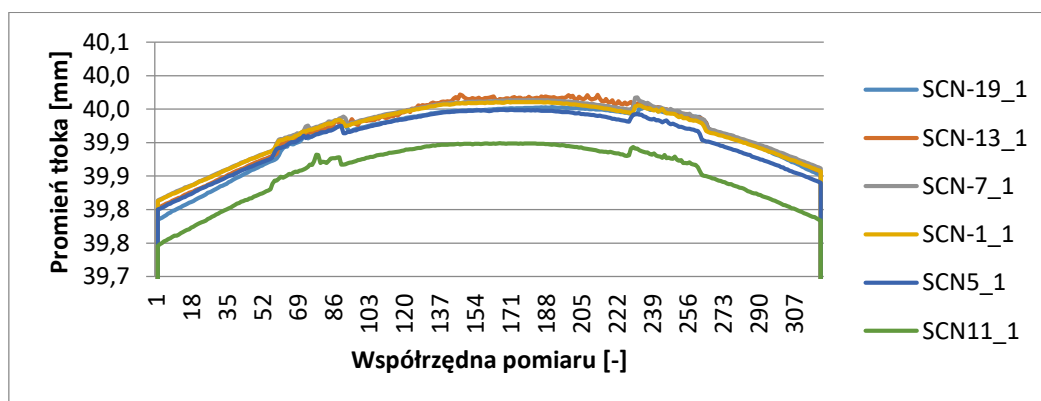
Rys. 8.20. Profil powierzchni nośnej tłoka wykonany od strony przeciwcisnieniowej - H1 A2



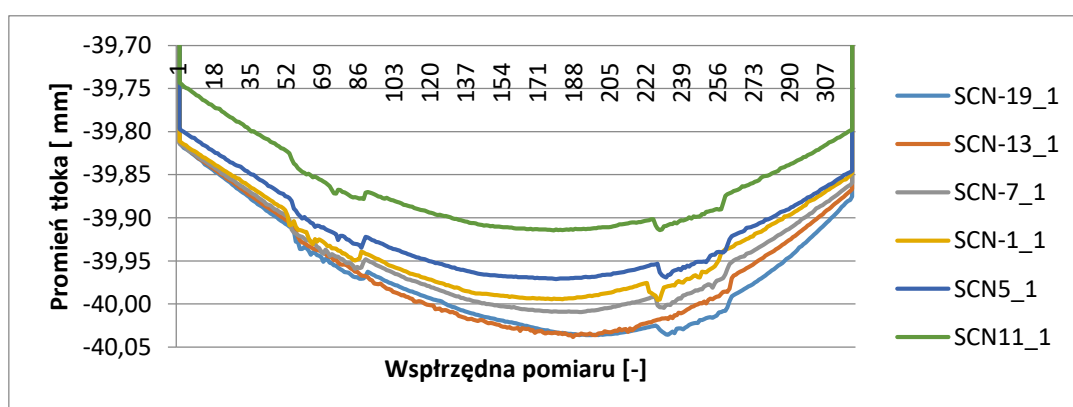
Rys. 8.21 Profil powierzchni nośnej tłoka strony ciśnieniowej – kierunek pionowy – H1 A1



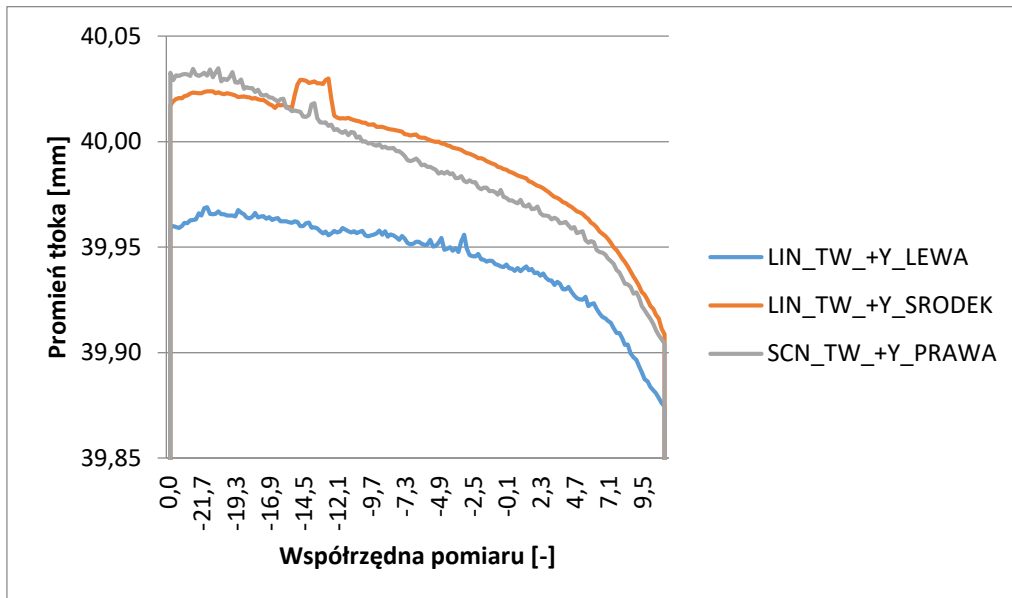
Rys. 8.22 Profil powierzchni nośnej tłka strony przeciwnościeniowej – kierunek pionowy H1 A2



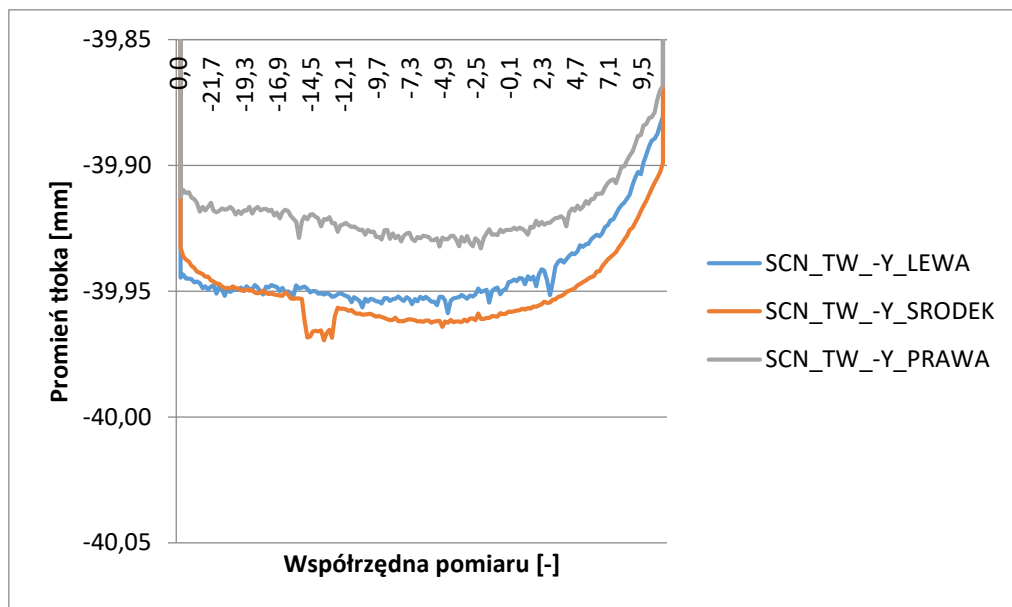
Rys. 8.23. Profil powierzchni nośnej tłka wykonany od strony ciśnieniowej - H1 B1



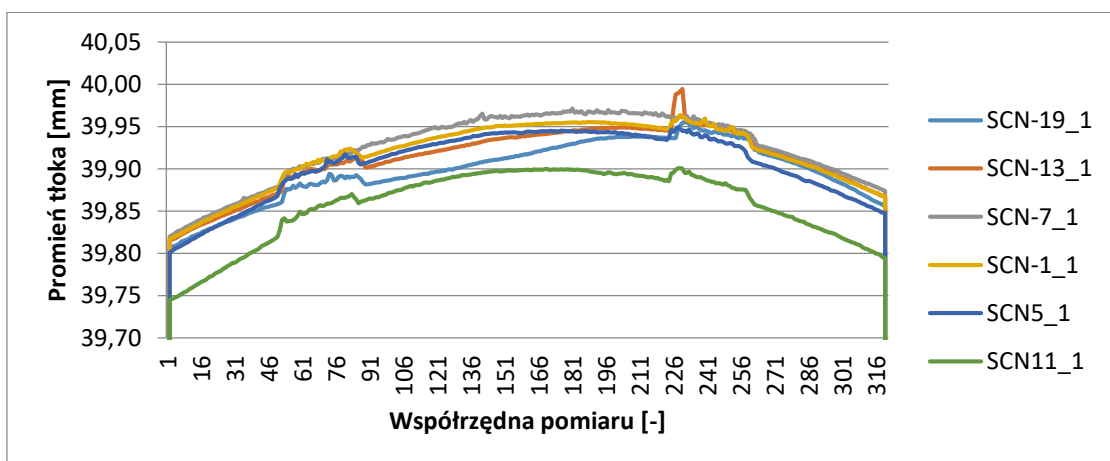
Rys. 8.24. Profil powierzchni nośnej tłka wykonany od strony przeciwnościeniowej - H1 B2



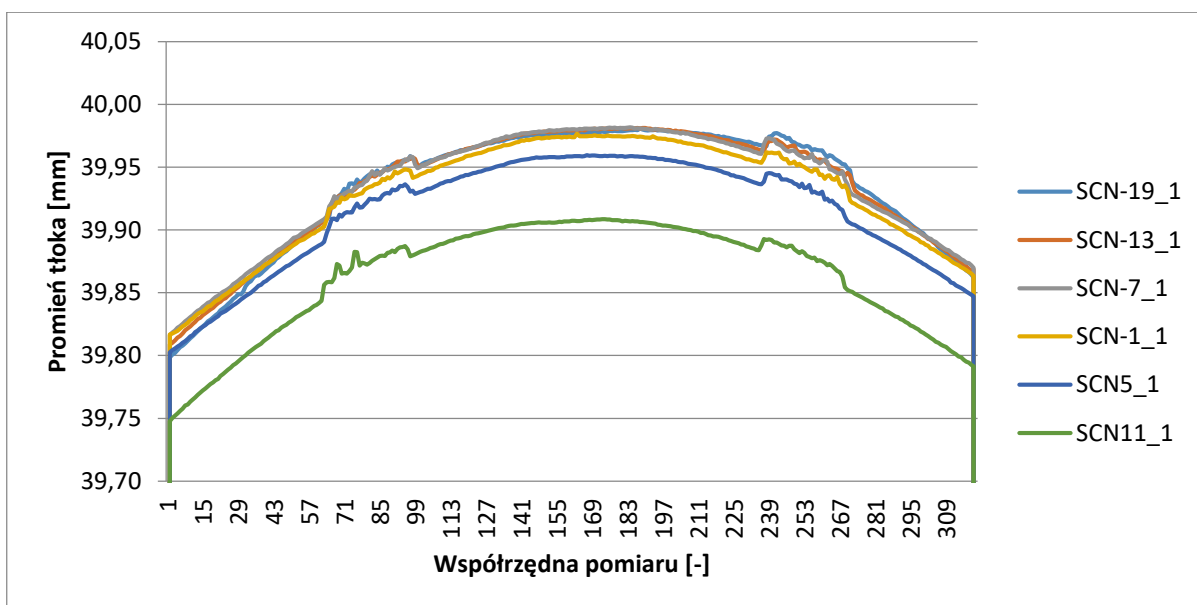
Rys. 8.25. Profil powierzchni nośnej tłka strony ciśnieniowej – kierunek pionowy – H1 B1



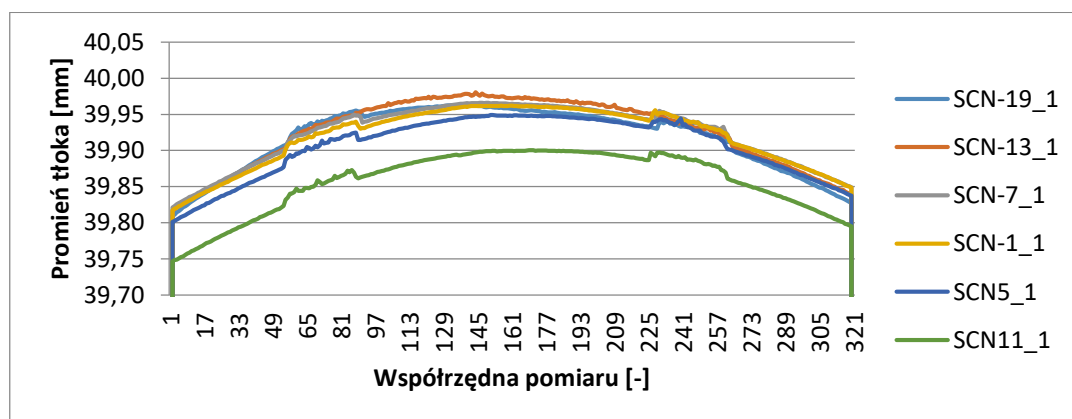
Rys. 8.26. Profil powierzchni nośnej tłka strony przeciwcisnieniowej – kierunek pionowy H1 B2



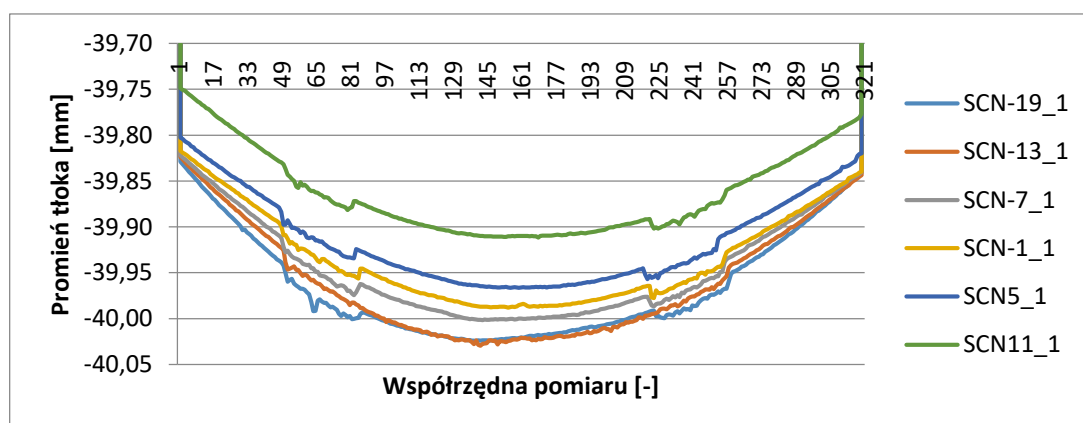
Rys. 8.27. Profil powierzchni nośnej tłka wykonany od strony ciśnieniowej - H2 A1



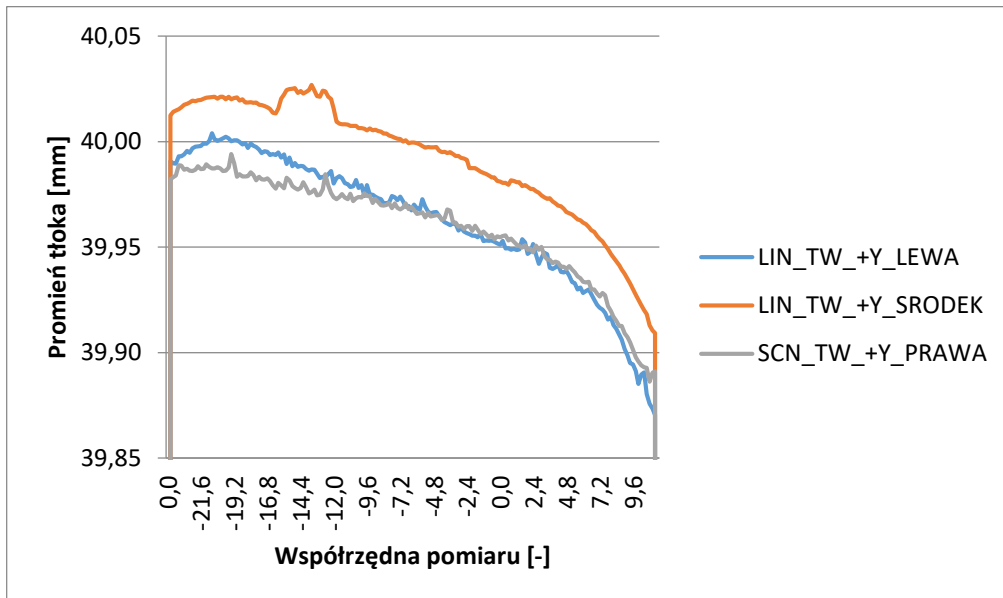
Rys. 8.28. Profil powierzchni nośnej tłoża wykonany od strony ciśnieniowej - H3 A1



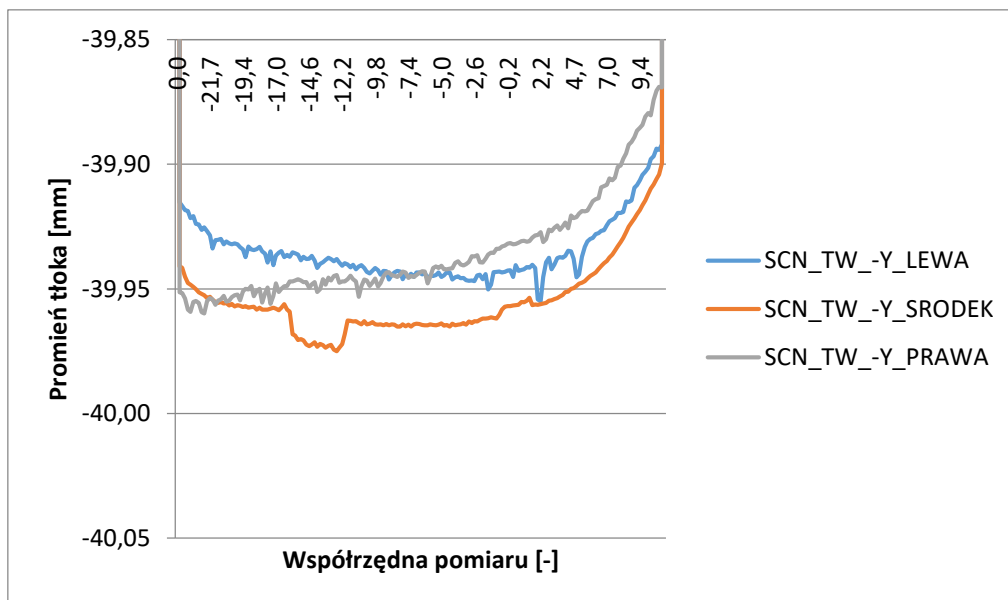
Rys. 8.29. Profil powierzchni nośnej tłoża wykonany od strony ciśnieniowej - H4 A1



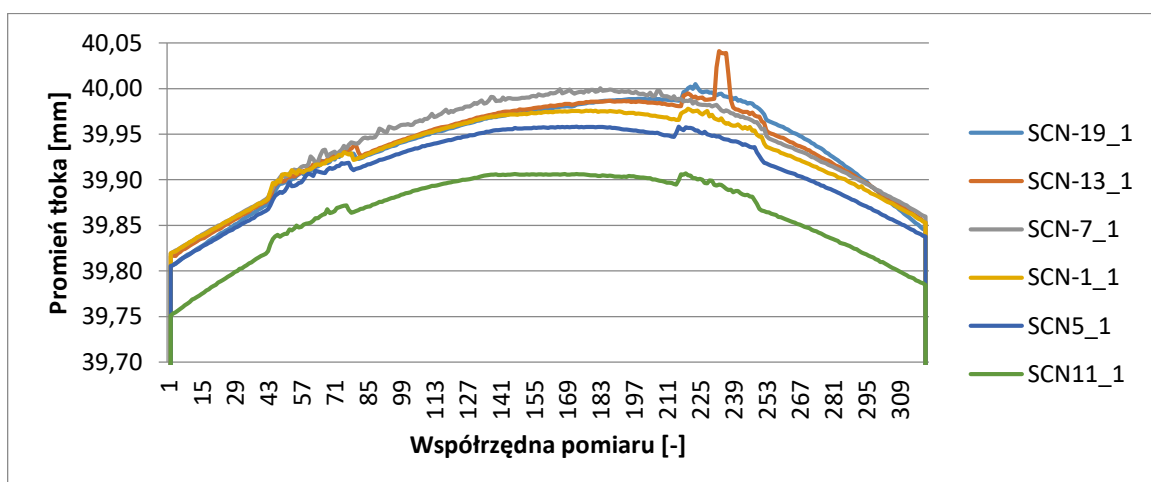
Rys. 8.30. Profil powierzchni nośnej tłoża wykonany od strony przeciwcisnieniowej - H4 A2



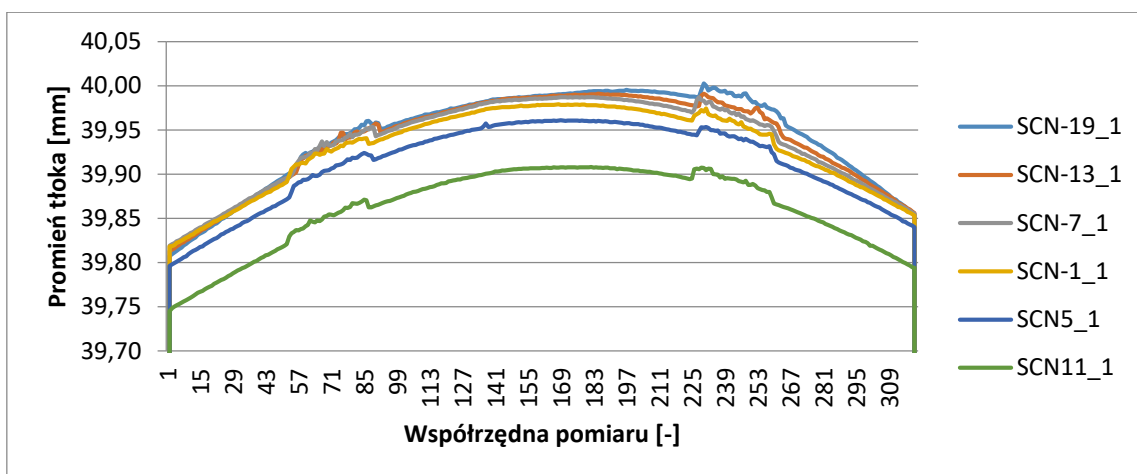
Rys. 8.31. Profil powierzchni nośnej tłoka strony ciśnieniowej – kierunek pionowy – H4 A1



Rys. 8.32. Profil powierzchni nośnej tłoka strony przeciwcisnieniowej – kierunek pionowy H4 A2



Rys. 8.33. Profil powierzchni nośnej tłoka wykonany od strony ciśnieniowej - H5 A1



Rys. 8.34. Profil powierzchni nośnej tłoka wykonany od strony ciśnieniowej - H6 A1

Na prezentowanych powyżej wykresach przedstawiono długości promieni od wyznaczonej osi przekroju tłoka dla różnych kątów względem osi sworznia. Na wykresach ujęto wyniki dla płaszczyzn pomiarowych w części nośnej tłoka, oznaczone liniami spójnymi kolorystycznie ze schematem przedstawionym na rys. 8.17. Ze względu na czytelność wykresów wyniki ze wspólnego pomiaru rozdzielono na część ciśnieniową i przeciwcisnieniową tłoka. Na podstawie otrzymanych wykresów można ocenić owalizację części nośnej tłoka i lokalne odchyłki kształtu powierzchni. Następnie wyniki profili powierzchni nośnej tłoków – kierunek pionowy, pozwalają ocenić kształt tworzących powierzchni nośnej tłoka.

Układ współrzędnych przyjęty do pomiarów tłoka i dalsza obróbka uzyskanych wyników pomiarów umożliwiają bardzo dokładną ocenę kształtu powierzchni tłoka. Miejsca pomiarów wykonywanych w pierwszej i drugiej serii przecinają się w pewnych punktach powierzchni tłoka. Porównując położenia tych punktów w obu seriach pomiarowych, uzyskano różnice nie większe niż 10 μm . Ocena położenia z kolei jest obarczona większym błędem, wynikającym stąd, że środki wszystkich przekrojów poziomych zostały sprowadzone do wspólnej osi. W rzeczywistości środki te tworzą linię łamaną tym bardziej różniącą się od prostej, im mniej dokładnie wykonano tłok. Na wszystkich wykresach można zatem odczytać średnicę tłoka w wybranym punkcie przekroju przez dodanie dwóch odpowiednich wartości promieni, przy czym błąd wyznaczenia średnicy nie przekroczy 4 μm . Maksymalny dopuszczalny błąd określenia promienia ma wartość równą 14 μm .

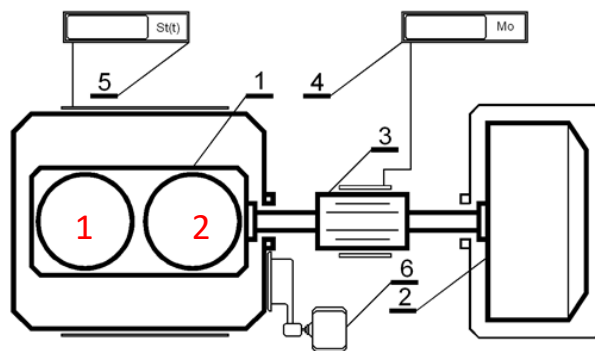
Analiza wyników badań przedstawionych prowadzi do sformułowania przedstawionych poniżej wniosków:

- spośród wszystkich przekrojów tylko najwyższy znajdujący się na 11 mm powyżej osi sworznia tłokowego, znajduje się całkowicie w obszarze nieporożniętym grafitem. Przerój niższy znajduje się na 19 mm poniżej osi tłoka znajduje się na granicy obszaru pokrytego grafitem;
- widoczny na wykresach kształt powierzchni nośnej tłoka cechuje się wyraźną skutecznością otrzymania z naniesienia warstwy grafitu schodkowego profilu;

- można oczekiwać, że wierzchołki nierówności na powierzchni warstwy grafitu ulegną starciu w stosunkowo krótkim czasie po uruchomieniu silnika;
- lokalny, ograniczony do pojedynczych punktów pomiar średnicy tłoka nie może być miarodajną podstawą oceny luzu tłoka w cylindrze;
- na uzyskanych profilach obszar pokrycia tłoka grafitem jest wyraźnie widoczny jednak profil zasadniczo zachowując kształt wynikający z baryłkowości i stożkowatości tłoka;
- precyzyjne określenie grubości warstw grafitu jest możliwe, ze względu na kształt profilu i falistość powierzchni, można jednak grubość tę oszacować jako równą około 20 μm na każdej ścianie tłoka.

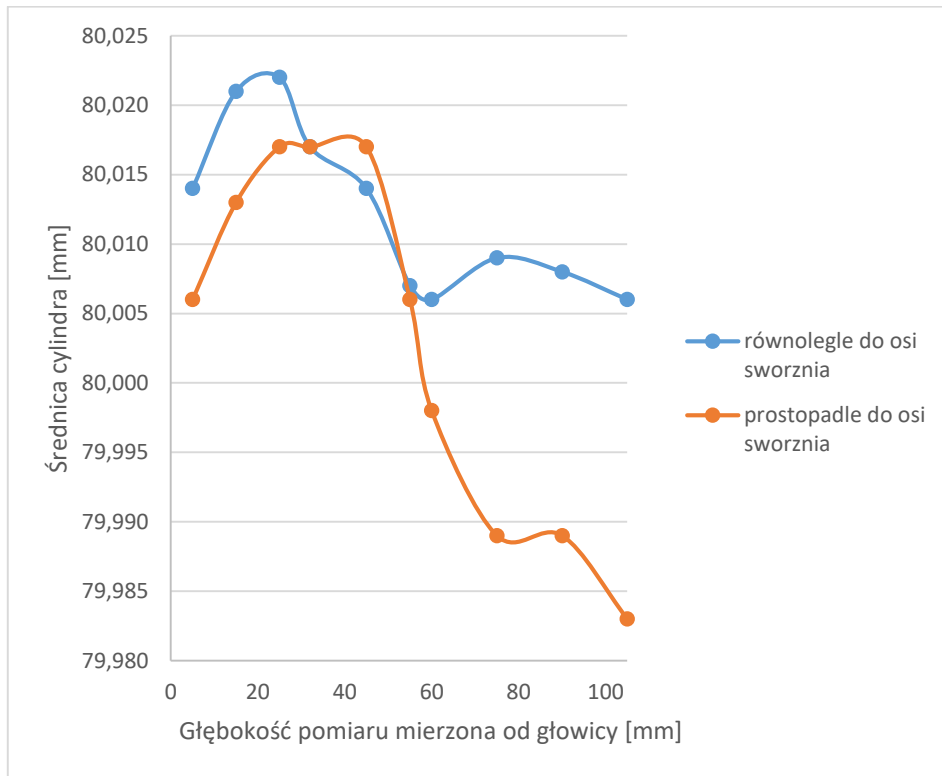
8.6. Badanie odchyłek kształtu cylindra

W ostatnim etapie badań metrologicznych, przed badaniem tłoków eksperymentalnych w silniku, został przeprowadzony pomiar odchyłek kształtu tulei cylindrowych. Badaniom poddano kadłub przygotowany do montażu eksperymentalnych tłoków i przeprowadzeniu zasadniczej części badań. Oznaczenie cylindrów przedstawiono na rys. 8.35, zaś pomiary odchyłek kształtu tulei tego silnika przedstawiono na wykresie na rys. 8.36-37.

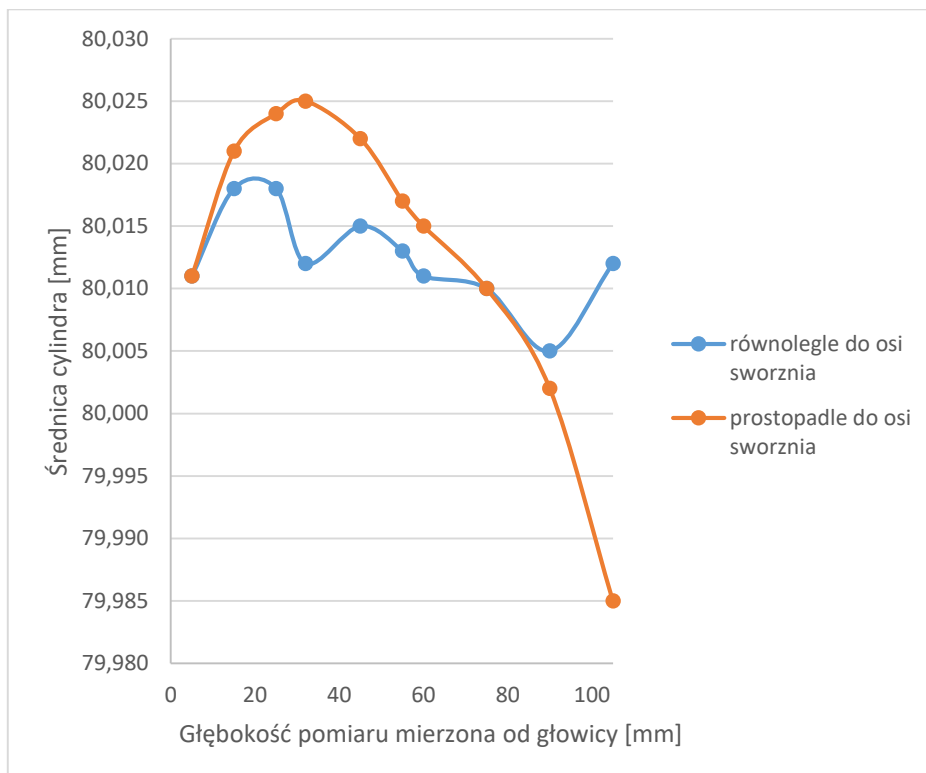


Rys. 8.35 Schemat stanowiska modelowego z zaznaczonymi cylindrami (1 i 2) (1-kadłub z układem tłokowym, 2-silnik elektryczny, 3-momentomierz, 4-rejestrator momentu obrotowego, 5-rejestrator prędkości obrotowej, 6-pompa oleju)

Badania przeprowadzono za pomocą średnicówki cyfrowej Mitutoyo 511-501 CG-D100 z wykorzystaniem pierścienia wzorcowego o średnicy równej $80,005 \text{ mm} \pm 1 \mu\text{m}$. Pomiary wykonano przed montażem tłoków, co umożliwiło określenie kształtu tulei cylindrowych na całej ich długości. Przyjęto konsekwentnie stosowane oznaczenie cylindrów, przy czym jako pierwszy określany jest cylinder leżący od strony koła pasowego. Wyniki pomiarów przedstawiono w formie wykresów sporządzonych funkcji głębokości pomiaru. Głębokość pomiaru jest rozumiana jako mierzona wzdłuż osi cylindra odległość od płaszczyzny głowicy do płaszczyzny pomiarowej.



Rys. 8.36. Odchyłki kształtu cylindrów silnika w płaszczyznach równoległej i prostopadłej do osi wału korbowego – A - cylinder 1.



Rys. 8.37. Odchyłki kształtu cylindrów silnika w płaszczyznach równoległej i prostopadłej do osi wału korbowego – B - cylinder 2

Uzyskane wyniki świadczą o znacznych odchyłkach kształtu tulei cylindrowych od idealnego kształtu walca. Maksymalne odchylenia kształtu mogą być skutkiem odkształcenia kadłuba silnika lub błędów honowania tulei cylindrowych ale nie naturalne procesy zużycia. Do badań przeznaczono silnik, który

wcześniej pracował zaledwie ok. 100 h w warunkach stanowiska symulacyjnego średnice występują przy tym w odległości co najmniej 30 mm od płaszczyzny głowicy, co wykazuje przyczynę tych odchyłek.

Tak przygotowane tłoki zostały zamontowane w symulacyjnym stanowisku silnika spalinowego, a następnie przeprowadzono badania. Wyniki tych badań zostaną przedstawione w kolejnym rozdziale pracy.

9. Laboratoryjne stanowisko do badań zjawisk tarcia w układzie tłok-cylinder

9.1. Stanowisko badawcze

Z punktu widzenia zadań wynikających z niniejszej pracy niezwykle ważne jest określenie sił tarcia towarzyszących ruchowi tłoka wewnątrz cylindra. Badanie wpływu ilości oleju wypływającego z łożysk wału korbowego i smarującego gładź cylindra jest celowe tylko wtedy, gdy zachowane są podstawowe relacje geometryczne i warunki pracy mechanizmu tłokowo-korbowego [20, 24, 31, 32]. Mając na względzie powyższe uwarunkowania zdecydowano o wykorzystaniu stanowiska modelowego, którego bazę stanowi silnik spalinowy, w którym dokonano modyfikacji polegających na odłączeniu i unieruchomieniu wszelkich mechanizmów oprócz wału korbowego i układu tłokowo-korbowego. Zmodyfikowany w ten sposób silnik nie może wykonywać pracy i jest napędzany z zewnątrz. Ewentualne zachowanie możliwości pracy silnika wymuszałoby zastosowanie zewnętrznego napędu układu rozrządu, z czego zrezygnowano, gdyż układy takie znajdują się obecnie na bardzo wczesnym etapie rozwoju. Wybierając rodzaj silnika spalinowego uwzględniono następujące kryteria:

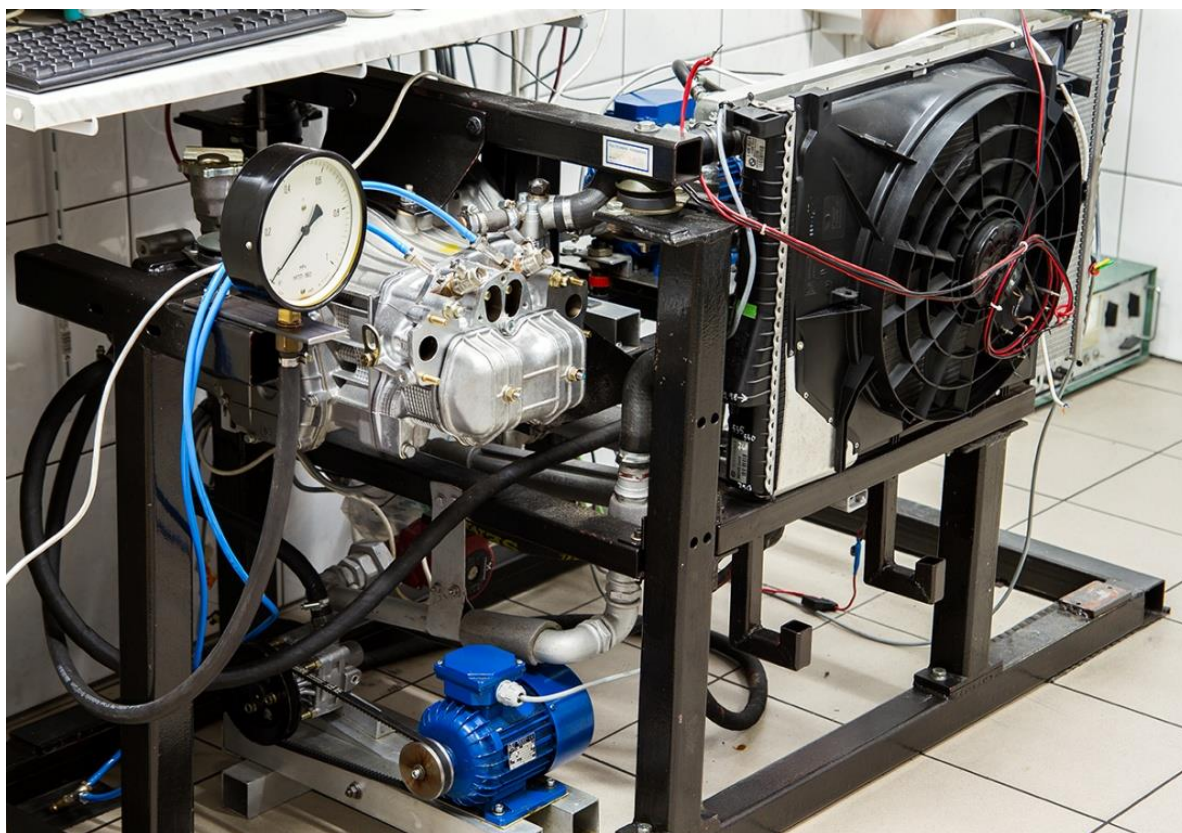
- reprezentatywność – badany silnik powinien dobrze reprezentować przeciętne źródło napędu współczesnego samochodu osobowego średniej klasy; pojemność skokowa cylindra winna być zawarta w przedziale 0,3-0,5 dm³,
- możliwie mała liczba części ruchomych, co zwiększa dokładność obliczeń strat tarcia,
- dostępność silnika oraz części zamiennych.

Stanowisko modelowe składa się silnika FIAT 170.A046. Silnik ten w kontekście planowanych pomiarów, gdzie istotna jest budowa grupy tłokowo-cylindrowej, a nie ilość cylindrów, w pełni odpowiada postawionym powyżej warunkom. Postrzegane w ten sam sposób relacje geometryczne łożysk głównych i korbowych również w dużej mierze odpowiadają trendom w budowie współczesnych silników.

Sposób podparcia wału korbowego – na dwóch łożyskach, różni silnik badany od konstrukcji nowoczesnych. Różnica ta traci jednak na istotności, jeśli wziąć pod uwagę fakt, że układ korbowy w czasie prowadzonych badań jest obciążany siłami znacznie mniejszymi od nominalnych, co wynika z ograniczonych prędkości obrotowych, a zwłaszcza braku spalania w cylindrze. Istniejący układ podparcia wału jest statycznie wyznaczalny, co znacznie ułatwia i zwiększa dokładność obliczeń prowadzonych w dalszej części pracy.

Niewyrównoważenie układu korbowo-tłokowego typowe dla silnika dwucylindrowego, w warunkach hamownianych może stanowić źródło silnych, niepożądanych drgań. Na podstawie starannej analizy układu drgającego zaproponowano rozwiązanie polegające na sztywnym połączeniu silnika spalinowego z napędzającym go silnikiem elektrycznym zamocowanym przez ramę pomocniczą w miejsce skrzyni przekładniowej. Powstały w ten sposób sztywny blok zawieszony jest elastycznie, na pięciu podporach w

ramie zasadniczej. Przedsięwzięte środki poprzez zwiększenie masy drgającej i osiowego momentu bezwładności mas drgających prowadzą do zmniejszenia częstotliwości i amplitudy drgań, umożliwiając prawidłową pracę stanowiska badawczego. Ogólny widok stanowiska modelowego przedstawiono na rys. 9.1.

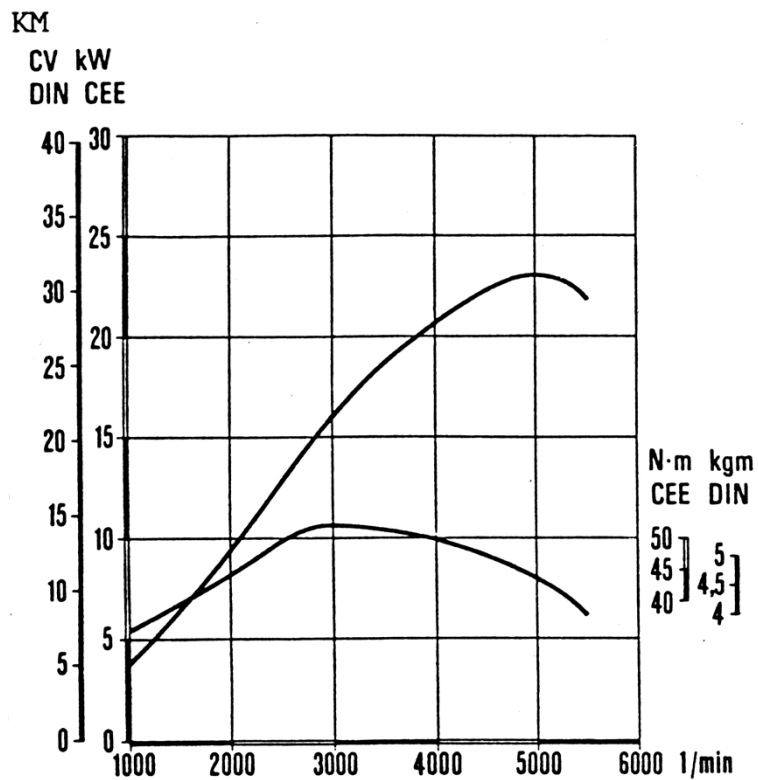


Rys. 9.1. Stanowisko modelowe – widok przedstawiający ogólną koncepcję budowy

Szczególny argument stanowi posiadana obszerna dokumentacja obejmująca wyniki badań innego egzemplarza tego samego typu silnika przeprowadzone na hamowni silnikowej, w szerokim zakresie warunków pracy. Dokumentacja ta obejmuje m. in. trajektorię osi czopa łożyska głównego wału korbowego, co stanowi cenny materiał porównawczy [26].

9.2. Budowa silnika FIAT 170A.046

Poniższy opis przedstawia dane techniczne badanego silnika 170A.046 stanowiącego źródło napędu samochodu FIAT Cinquecento 700. Opis dotyczy silnika zabudowanego w hamowni silnikowej, uwzględnia zatem wprowadzone niezbędne zmiany niektórych cech silnika, jak np. pojemność układu chłodzenia. Charakterystykę zewnętrzną silnika przedstawiono na rys. 9.2, zaś kompletny tłok z pierścieniami na rys. 9.3.



Rys. 9.2. Charakterystyka zewnętrzna silnika samochodu CC 700

Dane charakterystyczne silnika

Cykl pracy:	4-suwowy, ZI
Liczba i układ cylindrów	2, w rzędzie, poziomo
Średnica cylindra	80 [mm]
Skok tłoka	70 [mm]
Pojemność skokowa	704 [cm ³]
Stopień sprężania	9 [-]
Moc maksymalna	22 [kW] przy 5000 [1/min]
Moment obrotowy maks.	52 [Nm]

Dane techniczne zespołów silnika:

Średnica gniazda tulei cylindra	85,970 – 86,000 [mm]
Średnica zewnętrzna tulei cylindra	85,920 – 85,940 [mm]
Średnica wewnętrzna tulei cylindra Grupy selekcyjnej B	80,010 – 80,020 [mm]
Średnica tłoka grupy selekcyjnej B	79,960 – 79,970 [mm]
Wysokość całkowita tłoka	60 [mm]
Wysokość płaszcza tłoka	40 [mm]
Wysokość części pierścieniowej	20 [mm]
Wysokość półki ogniowej	6 [mm]
Odległość osi sworznia od denka tłoka	34 [mm]
Pojemność komory spalania	36,45 [cm ³]
Masa tłoka bez sworznia, zabezpiecz. sworznia i pierścieni	305 [g]
Różnica mas między tłokami	max. 5 [g]
Średnica piasty sworznia tłoka	19,996 – 20,000 [mm]
Średnica sworznia tłoka	19,990 – 19,994 [mm]



Rys. 9.3. Widok kompletnego tłoka silnika 170A.046

Średnica czopów głównych pierwszej grupy selekcyjnej	53,970 – 53,980 [mm]
Średnica czopów korbowych	44,000 – 44,020 [mm]
Średnica wewnętrzna panwi łożyska głównego pierwszej grupy selekcyjnej	54,020 – 54,035 [mm]
średnica wewnętrzna panwi łożyska korbowego	44,044 – 44,074 [mm]
grubość panwi	1,534 – 1,543 [mm]
Wysokość rowków pierścieni i odpowiednie pasowanie pierścieni	1) 1,480 – 1,500 / 0,035 – 0,075 [mm] 2) 1,980 – 2,000 / 0,030 – 0,070 [mm] 3) 3,927 – 3,947 / 0,020 – 0,060 [mm]
Szczeliny na zamkach pierścieni tłokowych w cylindrze	1) 0,30 – 0,45 [mm] 2) 0,20 – 0,40 [mm] 3) 0,20 – 0,40 [mm]
Średnica gniazda główki korbowodu	21,939 – 21,972 [mm]
Średnica gniazda stopy korbowodu	47,130 – 47,142 [mm]
Średnica zewnętrzna tulejki główki korbowodu	22,000 – 22,030 [mm]
Średnica wewnętrzna tulejki główki korbowodu	20,000 – 20,006 [mm]
Długość korbowodu	118 [mm]
Stosunek promienia korby do długości korbowodu λ	0,297 [-]
Masa korbowodu	444 [g]

Układ rozrządu popychaczowy z wałkiem rozrządu w kadłubie silnika i popychaczami hydraulicznymi:

wznios krzywki wałka rozrządu	9,15 [mm]
Średnice czopów wałka rozrządu / pasowania	
Czop 1	21,979 – 22,000 / luz 0,015 – 0,057 [mm]
Czop 2	42,975 – 43,000 / luz 0,020 – 0,057 [mm]
Średnica trzonka / grzybka zaworu ssącego	7,974 – 7,992 / 35,15 – 35,45 [mm]
Średnica trzonka / grzybka zaworu wyd.	7,974 – 7,992 / 26,85 – 27,15 [mm]
Średnica prowadnic zaworów	8,022 – 8,040 [mm]

Układ zasilania gaźnikowy z gaźnikiem AISAN i elektroniczną regulacją składu mieszanki paliwowo – powietrznej czujnikiem składu spalin λ .

Układ smarowania silnika – wymuszony przez pompę oleju o zazębieniu wewnętrznym, zawór przelewowy, z pełnoprzepływowym, papierowym filtrem oleju. W niezależnym obiegu dodatkowa zewnętrzna pompa o napędzie elektrycznym tłoczy olej do chłodnicy przez zawór przelewowy. Układ stabilizacji temperatury oleju działa w pętli zamkniętej z regulatorem PID.

Ciśnienie robocze oleju w układzie smarowania	3,92 – 4,4 [atm] przy 100 [°C]
Ciśnienie oleju w zewn. układzie chłodzenia	max. 1,5 [atm]
Pojemność układu olejenia	ok. 5 [dm ³]
Chłodnica oleju typu	olej – powietrze
Pojemność układu	ok. 12 [dm ³]
Typ chłodnicy	woda – powietrze
Elektrowentylator moc max.	300 [W]

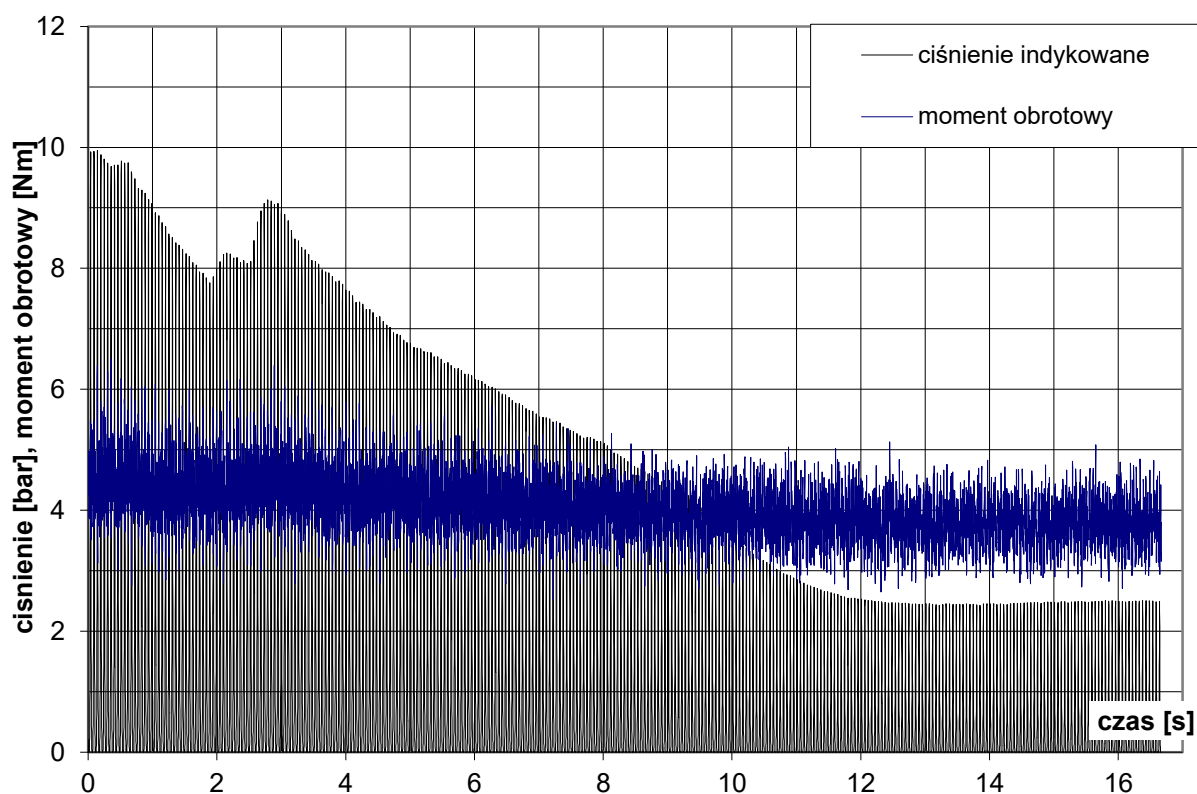
Układ chłodzenia cieczą zamknięty o obiegu płynu wymuszonym pompą odśrodkową napędzaną od wałka rozrządu. Intensywność chłodzenia regulowana w pętli zamkniętej z elektrowentylatorem o bezstopniowej regulacji prędkości obrotowej.

9.3. Układ uzupełniania ładunku w cylindrach silnika

Ze względu na ograniczony moment rozruchowy silnika elektrycznego napędzającego stanowisko symulacyjne, rozruch stanowiska możliwy był tylko w warunkach odprężonych cylindrów. Odprężenie cylindrów uzyskiwano przez otwarcie zaworów kulowych umieszczonych w głowicy cylindrów, w miejscu montażu świec zapłonowych. Po uzyskaniu pewnej minimalnej prędkości obrotowej zawory odprężające

zamykano i dalsza praca stanowiska odbywała się ze sprężaniem ładunku w cylindrach. Ze względu na unieruchomienie zaworów dolotowych i wylotowych silnika w pozycji zamkniętej obserwowano postępujący w czasie powolny spadek ciśnienia w cylindrze. Maksymalne ciśnienie w cyklu sprężania spadało od początkowej wartości równej ok. 10 bar po czym stabilizowało się na poziomie ok. 3 bar. Obserwowany spadek ciśnienia tłumaczyć należy powolnym zmniejszaniem się ilości ładunku zamkniętego w cylindrze, wynikającym z nieuniknionych przedmuchów do skrzyni korbowej.

Na rys. 9.4. przedstawiono przykładowy przebieg ciśnienia w cylindrze w funkcji czasu, występujący w opisanych wyżej warunkach. Dodatkowo na wykresie naniesiono linię obrazującą zmianę wartości chwilowego momentu obrotowego wytwarzanego przez silnik elektryczny i napędzającego silnik spalinowy w czasie pomiaru. Obserwowany spadek ciśnienia indykowanego pociąga za sobą widoczne na wykresie zmniejszenie średniej wartości chwilowego momentu obrotowego. Zmiany ciśnienia zarejestrowane w ciągu pierwszych 3 sekund od rozpoczęcia pomiaru mają charakter przypadkowy, wynikający z procesu zamykania zaworów zwrotnych opisanego niżej układu uzupełniania ładunku

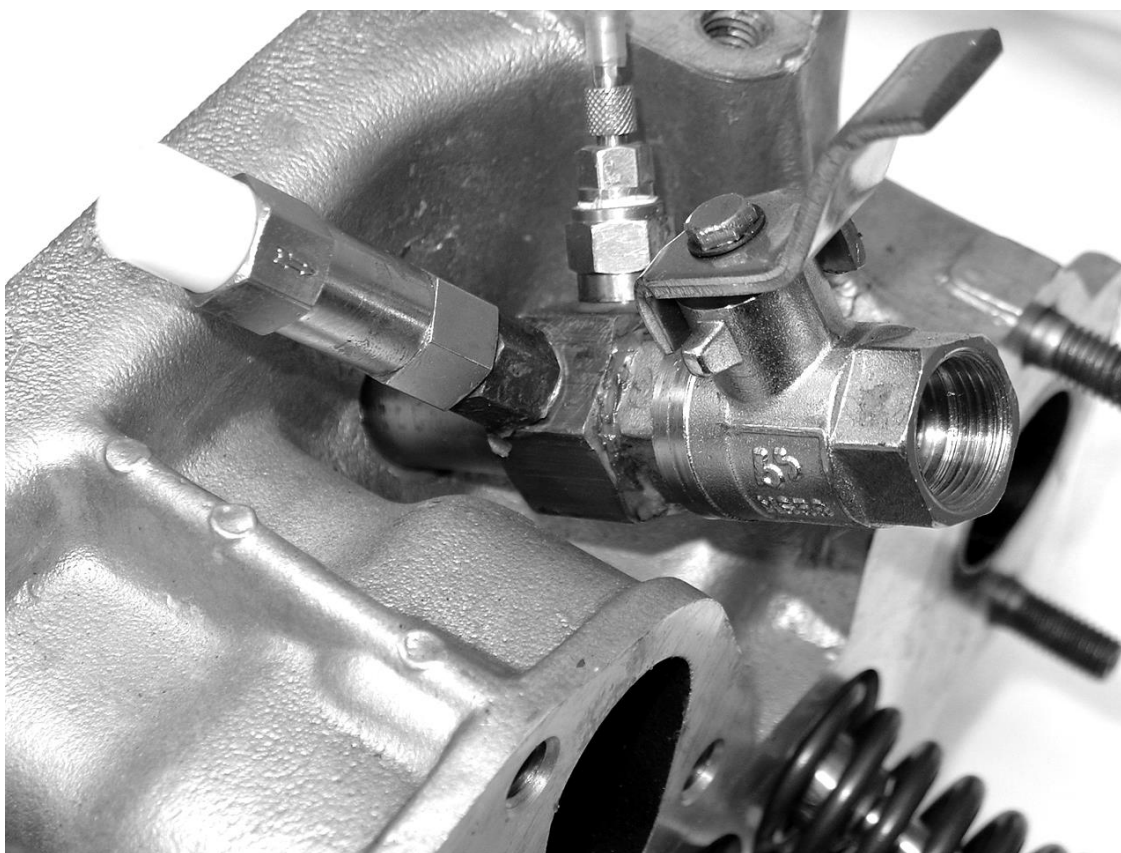


Rys. 9.4. Spadek ciśnienia obserwowany w cylindrze stanowiska pracującego bez układu uzupełniania ładunku

Aby umożliwić pracę zabudowanego na stanowisku symulacyjnym silnika spalinowego w warunkach zbliżonych do warunków czystego sprężania zachodzącego w silniku rzeczywistym skonstruowano i zamontowano układ uzupełniania ładunku. W układzie wykorzystano zewnętrzne jednokierunkowe zawory zwrotne zamontowane w obsadach zaworów odprężających obu cylindrów. Celem umożliwienia wariantowania badań w zależności od ciśnienia sprężania przewidziano możliwość wyłączenia układu uzupełniania ładunku przez zamknięcie przepływu przez zawory zwrotne. Konstrukcja układu umożliwiła

również zwiększenie maksymalnego ciśnienia w cylindrze, efekt taki uzyskiwano przez doprowadzenie przed zawory zwrotne sprężonego powietrza. Na rys. 9.5 przedstawiono widok układu zaworów odprężających i zwrotnych montowanego w głowicy cylindrów, w miejsce świecy zapłonowej.

Zmiany konstrukcyjne niezbędne dla zabudowania układu zostały dokonane w taki sposób, aby zwiększenie objętości nad tłokiem w GMP było możliwie niewielkie. Jednocześnie minimalny przekrój kanałów prowadzących powietrze w obsadzie zaworów winien być tak dobrany, by zapewnić skuteczne odprężanie cylindra i niezafałszowany pomiar ciśnienia w cylindrze. Warunki powyższe spełniono wybierając średnicę kanału równą 6 mm, co skutkowało zwiększeniem objętości nad tłokiem w GMP mniejszym niż 5%.



Rys. 9.5. Widok układu zaworów i czujnika piezokwarcowego zamontowanego w głowicy cylindrów

9.4. Pomiar momentu obrotowego i rejestracja parametrów pracy stanowiska modelowego

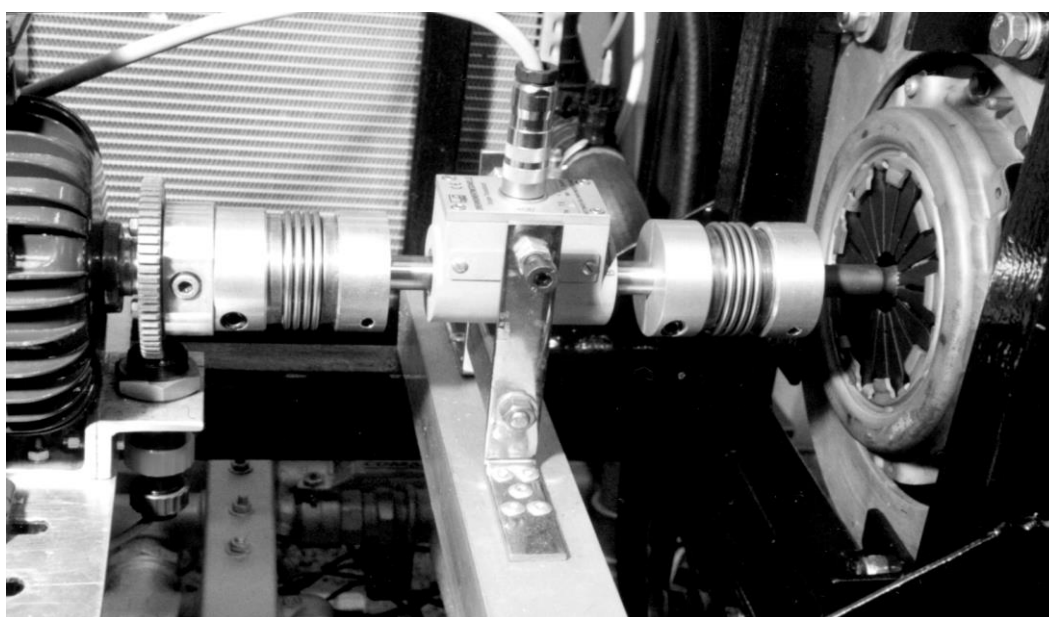
Budując stanowisko symulacyjne przyjęto założenie, że rejestracja wszystkich parametrów podlegających dalszej analizie winna odbywać się automatycznie. Wykluczono zatem możliwość błędnego zapisania wyników w protokole z badań, co pomimo zachowania dużej staranności zdarzało się we wcześniejszych badaniach prowadzonych na hamowni dla pracującego silnika. Specyfika prowadzenia badań na stanowisku zbudowanym w zasadzie jako prototyp wymaga dużej uwagi i obserwowania wielu zachodzących jednocześnie procesów, oraz bieżącej kontroli poprawności rejestrowanych wyników. W tej

sytuacji dodatkowy czas uzyskany dzięki rezygnacji z uciążliwego wypełniania tabel pomiarowych może być efektywnie wykorzystany dla lepszej kontroli pracy stanowiska, co w efekcie działa dodatkowo na korzyść poprawności uzyskanych wyników.

Do rejestracji parametrów pracy stanowiska wykorzystano moduł SPIDER 8 produkowany przez firmę Hottinger-Baldwin Messtechnik współpracujący z komputerem PC.

Moduł SPIDER jest przewidziany przez producenta do współpracy z czujnikami indukcyjnym Tr 4, pełni przy tym rolę wzmacniacza pomiarowego i karty analogowo – cyfrowej, sygnał pomiarowy jest transmitowany do komputera w postaci cyfrowej przez złącze równoległe.

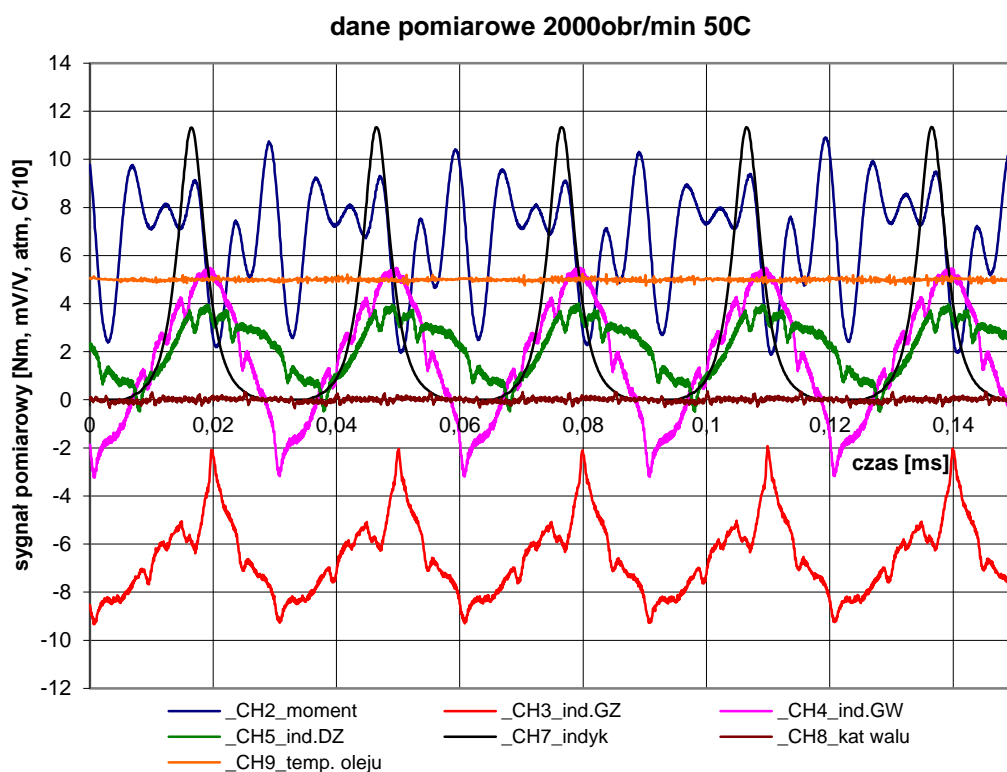
Na podobnej zasadzie odbywa się równocześnie rejestracja momentu napędowego przekazywanego od silnika elektrycznego o regulowanej prędkości obrotowej do silnika spalinowego. Do rejestracji momentu obrotowego wykorzystywany jest momentomierz HBM Drehmomentmesswelle T5 o zakresie pomiarowym do 50 Nm. Momentomierz jest odcinkiem wału z umieszczonym pełnym mostkiem tensometrycznym, zasilanie mostka i transmisja sygnału pomiarowego odbywa się przez komutator i układ szczotek. Momentomierz jest mechanicznie połączony z czopem silnika elektrycznego i wałkiem sprzęgłowym silnika spalinowego przez parę elastycznych sprzęgieł, które minimalizują wpływ ewentualnych sił osiowych i ścinających na mierzoną wartość momentu obrotowego. Zastosowanie sprzęgieł elastycznych oraz standardowego sprzęgła silnika Fiat 170A.046 z tłumikiem drgań skrętnych pozwala również wykluczyć wpływ sił wynikających z nieosiowości łączonych wałów silnika elektrycznego i spalinowego na reakcje łożysk głównych wału korbowego i drogę środka czopa. Widok momentomierza z układem sprzęgieł po zabudowaniu na stanowisku przedstawia rys. 9.6. Przed rozpoczęciem właściwych pomiarów układ pomiaru momentu obrotowego cechowano przy pomocy obciążników.



Rys. 9.6. Połączenie silnika spalinowego z silnikiem elektrycznym z wykorzystaniem momentomierza

Kolejny rejestrowany parametr to temperatura oleju w misce olejowej, w pobliżu korka spustowego. Do rejestracji temperatury zastosowano przemysłowy czujnik temperatury Pt-100 o klasie dokładności 0,1 wprowadzony do miski olejowej w miejsce bagnetu do kontroli poziomu oleju. Modułowa budowa urządzenia SPIDER 8 umożliwia zasilanie czujników termorezystancyjnych i rejestrację sygnału, każda seria pomiarowa zawiera zatem również informację o chwilowej temperaturze w misce olejowej. Sygnał z drugiego, niezależnego czujnika Pt 100 o klasie dokładności 0,1, zblokowanego z pierwszym czujnikiem w jednej obudowie doprowadzono do przemysłowego regulatora temperatury Lumel RE2. Staranny dobór nastaw regulatora typu PID pozwolił na utrzymywanie stałej temperatury na zadanym poziomie przy maksymalnym uchybie nie przekraczającym $\pm 0,2$ °C.

Duże znaczenie przypisano kolejnej mierzonej wartości – ciśnieniu w cylindrze silnika, którego wartość służy do wyznaczenia sił gazowych obciążających pośrednio łożyska główne. W przebiegu ciśnienia w czasie dla silnika napędzanego z zewnątrz zakodowana jest również dokładna informacja pozwalająca na wyznaczenie położenia górnego martwego punktu tłoka. Do indykowania wykorzystano czujnik piezokwarcowy KISTLER zamontowany w głowicy cylindrów, w miejsce świecy zapłonowej pierwszego cylindra. Ze względu na konieczność zastosowania ręcznie sterowanych zaworów odprężających, oraz dodatkowo zaworów jednokierunkowych, czujnik KISTLER umieszczony został w dodatkowej oprawie wspólnie z zaworami. Czujnik połączono bezpośrednio ze wzmacniaczem ładunku AVL 3057 – A01, dalej sygnał napięciowy ze wzmacniacza przekazywany był do urządzenia SPIDER. Przed rozpoczęciem właściwych pomiarów układ do indykowania został wycechowany przy zastosowaniu praski hydraulicznej.



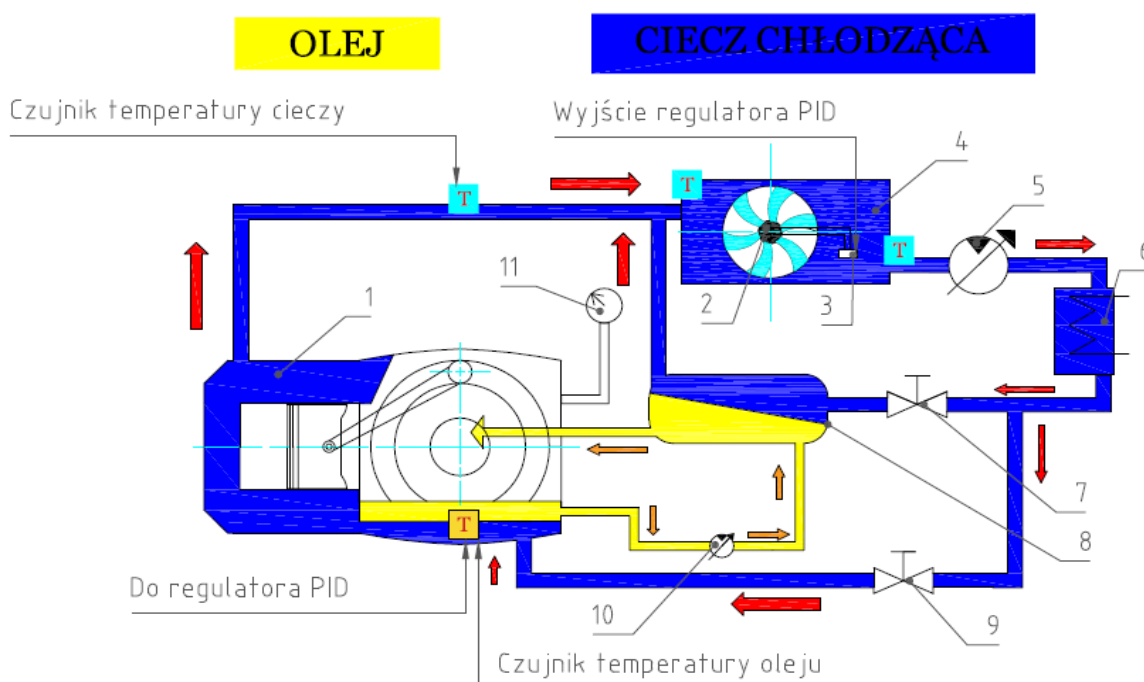
Rys. 9.7. Schemat oznaczeń kanałów pomiarowych na przykładzie fragmentu wykresu zmierzonych parametrów

Akwizycję wszystkich wymienionych wielkości pomiarowych, cechowanie poszczególnych torów pomiarowych i dalszą obróbkę zarejestrowanego sygnału dokonano przy pomocy oprogramowania HBM CATMAN 3.0, umożliwiającego komunikację i sterowanie pracą urządzenia SPIDER z poziomu komputera PC. Pomiary realizowano przy częstotliwości próbkowania 9,6 kHz, jako zasadę przyjęto rejestrację wszystkich parametrów dla kilku do kilkunastu następujących po sobie cykli pracy silnika. Pomiary wyzwalano ręcznie, zaś ilość powtórzeń ograniczona była w zasadzie tylko pojemnością dysku twardego komputera. Wyniki pomiarów zapisywano ostatecznie w postaci plików o formacie ASCII, co umożliwiało ich dalszą obróbkę za pomocą specjalistycznego oprogramowania powstałego w Zakładzie Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej. Poszczególnym kolumnom w plikach ASCII przyporządkowano na stałe określone kanały pomiarowe, według schematu przedstawionego na rys. 3.7.

9.5. Układ regulacji temperatury silnika spalinowego oraz wykonanie stosownej instalacji



Badanie parametrów filmu olejowego w głównych węzłach tarcia silnika spalinowego wymaga między innymi zapewnienia stabilnej temperatury oleju [23]. Lepkość oleju jest bowiem silnie zależna od jego temperatury, zaś zmiany lepkości istotnie wpływają na warunki pracy określonego węzła tarcia. Zadaniem układu stabilizacji temperatury oleju jest zatem zapewnienie powtarzalności wyników prowadzonych badań. Ze względu na specyfikę prowadzonych badań ich powtarzalność jest istotnym czynnikiem w ocenie błędów pomiarów.

Schemat ideowy układu regulacji temperatury zbudowanego na silnikowym stanowisku modelowym przedstawiono na rys. 9.8, podstawowe dane w tab. 9.1.



Rys. 9.8. Schemat ideowy układu regulacji temperatury oleju zastosowanego na stanowisku modelowym

Tabela 4.1. Ważniejsze elementy układu stabilizacji temperatury

Oznaczenie na rysunku	Nazwa	Producent	Oznaczenie według producenta / uwagi
-	Regulator PID	Lumel	RE2 - 42133120
	Czujnik temperatury w misce olejowej	Czaki	Pt 100 seria 460, klasa dokładności 01
	Czujniki temperatury cieczy chłodzącej	Lumel / BMW	Pt 100 / inny termorezystor
2	Wentylator chłodnicy	Bosch	0130 303 827, 300W
3	Regulator prędkości wentylatora	Wykonany specjalnie do stanowiska badawczego	Płynna, bezstopniowa regulacja prędkości
4	Chłodnica cieczy	Behr / BMW	25799 / 1 436 063.9
5	Pompa cieczy chłodzącej o regulowanym wydatku	Grundfos	UPS 32-60
6	Elektryczna nagrzewnica cieczy	Wykonana specjalnie do stanowiska badawczego	Moc regulowana w zakresie 1/2/4 kW
8	Płytowy wymiennik ciepła	GEA	M 25-14
10	Pompa oleju o regulowanym wydatku	ZF	Pompa skrzydełkowa
-	Silnik napędu pompy oleju	BESEL	220/380V, 0.55 kW

Konstrukcja układu jest adaptacją rozwiązań zastosowanych wcześniej na hamowni silnikowej, powstałą z uwzględnieniem specyfiki stanowiska modelowego. Celem wprowadzonych zmian było zapewnienie możliwie małego uchybu temperatury oleju, niezależnie od zadanej wartości temperatury oraz warunków pracy silnika. Cel osiągnięto przez zastosowanie zewnętrznej pompy cieczy chłodzącej o regulowanym wydatku, przy czym wydatek ten jest całkowicie niezależny od prędkości obrotowej silnika spalinowego. Ponadto chłodnicę oleju typu olej – powietrze zastąpiono wymiennikiem ciepła olej – ciecz chłodząca z obiegu silnika. Zastosowany wymiennik stanowi chłodnicę pełnego przepływu, tzn. zewnętrzna pompa olejowa zasysa olej z miski olejowej silnika, następnie cały strumień oleju przepływa przez wymiennik ciepła, po czym trafia do magistrali smarowania ciśnieniowego silnika przed umieszczony w misce olejowej standardowy zawór regulacji ciśnienia. Charakterystyka napędzanej

elektrycznie zewnętrznej pompy oleju jest niezależna od prędkości obrotowej silnika spalinowego, zaś jej wydatek dobrano tak, by w każdych warunkach pracy stanowiska zapewnione było nominalne ciśnienie w układzie smarowania silnika, wynoszące 4 atm. W celu zapewnienia bezpieczeństwa pracy stanowiska zainstalowano manometr umożliwiający bieżącą kontrolę ciśnienia bezpośrednio w układzie olejowym silnika. Dodatkowy układ zapewnia automatyczne awaryjne zatrzymanie silnika spalinowego przy spadku ciśnienia oleju poniżej ok. 0,5 atm.

W zewnętrznym obiegu cieczy chłodzącej silnik zainstalowano chłodnicę typu woda – powietrze z wentylatorem elektrycznym o płynnej regulacji prędkości obrotowej oraz nagrzewnicę elektryczną. Regulowana w zakresie od 0 do 4 kW moc grzałek oraz niezależne pompy cieczy chłodzącej i oleju umożliwiają uzyskanie żądanej temperatury silnika przed jego uruchomieniem. Podczas pracy silnika kontrolowano za pomocą termorezystora laboratoryjnego temperaturę cieczy na wylocie z silnika oraz przed chłodnicą. Automatyczny układ zapewniał wyłączenie układu ogrzewania oraz zatrzymanie silnika spalinowego przy wzroście mierzonej temperatury cieczy powyżej 120 °C.

W miejsce miarki do kontroli poziomu oleju w misce olejowej zainstalowano laboratoryjny termorezystor, mierzona wartość temperatury była rejestrowana przez urządzenie SPIDER oraz przekazywana do regulatora PID. Sygnał wyjściowy z regulatora przesyłany był do układu mikroprocesorowego, który płynnie regulował prędkość obrotową wentylatora umieszczonego przed chłodnicą cieczy. Rozdział cieczy chłodzącej na mały obieg (wymiennik ciepła: olej – ciecz chłodząca silnik) oraz duży obieg (silnik spalinowy) dokonano przez dobranie takiego otwarcia zaworów, by uzyskać możliwie niewielką różnicę temperatury cieczy chłodzącej wypływającej z silnika i temperatury oleju w misce olejowej. Położenia zaworów rozdziału strumienia cieczy w czasie badań nie zmieniano.. Zastosowanie cieczy chłodzącej silnik jako medium służącego chłodzeniu i ogrzewaniu oleju, oraz chłodnicy typu ciecz – powietrze ogranicza zakres temperatury regulowanej oleju do przedziału 30 – 110 °C. Dolna granica wynika z temperatury otoczenia i wydajności chłodnicy ciecz – powietrze, górna z temperatury wrzenia roztworu glikolu zastosowanego do chłodzenia silnika.

Dobór nastaw regulatora PID wykonano tak, by zapewnić możliwie największą stabilność temperatury oleju w misce olejowej, kosztem długiego okresu odpowiedzi regulatora na zmianę temperatury zadanej. Układ zapewniał utrzymanie stałej temperatury oleju na zadanym poziomie, przy czym maksymalny uchyb w zakresie temperatury zadanej od 50 do 110 °C nie przekraczał 0,2 °C.

10. Badania modelowe strat tarcia tłoków eksperymentalnych

10.1. Cel badań stanowiskowych

Głównym celem badań tłoków eksperymentalnych było określenie wpływu zmiany mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoka pokrywając ich powierzchnię nośną kształtem eksperymentalnym omawianym w rozdziale VIII, pokrytych warstwą grafitu na warunki współpracy z gładzią cylindra. Wśród wielu parametrów charakteryzujących zjawiska zachodzące między powierzchnią nośną tłoka i gładzią cylindra największe znaczenie przypisuje się wartości strat tarcia. Skutki zastosowania schodkowej mikrogeometrii oceniono na podstawie porównania zmierzonych wartości strat tarcia tłoków eksperymentalnych i tłoków standardowych. Zasadniczą część badań zastała wykonana na stanowisku symulacyjnym z silnikiem spalinowym, umożliwiającym pomiar strat tarcia.

Aby umożliwić porównanie wyników strat tarcia różnych tłoków konieczne było zapewnienie jak najbardziej zbliżonych wartości geometrycznych. Dlatego przeprowadzono pomiary kształtu i chropowatości tłoków i cylindrów opisanych w rozdziale VIII. Dodatkowo po zakończonych badaniach silnikowych wykonano zestawienie wszystkich wyników dla tłoków eksperymentalnych i referencyjnych. Badanie to miało na celu wykrycie ewentualnego wpływu na warunki pracy zespołu tłok-cylinder panujących w silniku spalinowym.

10.2. Silnikowe stanowisko modelowe do badań strat tarcia

Zasadnicze pomiary wykonano po zamontowaniu eksperymentalnych tłoków w silniku stanowiska symulacyjnego w Laboratorium Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej. Stanowisko symulacyjne umożliwia pomiar strat tarcia elementów mechanizmu tłokowo-korbowego w warunkach zbliżonych do rzeczywistych, panujących w pracującym silniku.

Nadrzędny cel tego etapu badań stanowiło porównanie strat tarcia tłoków ze schodkową mikrogeometrią oraz tłoków standardowych w różnych warunkach pracy silnika.

Warunki pracy symulowano, zmieniając prędkość obrotową, temperaturę cieczy i oleju smarującego oraz ciśnienie w cylindrze. Główna seria pomiarowa zaplanowana do wykonania dla tłoków eksperymentalnych została wcześniej przeprowadzona dla tłoków standardowych, co pozwoliło na wzajemne porównanie wyników.

Stanowisko to, nazywane symulacyjnym, służy możliwie dokładnemu odtworzeniu rzeczywistych warunków pracy mechanizmu tłokowo-korbowego w silniku, z jednoczesnym zapewnieniem precyzyjnego pomiaru momentu obrotowego w warunkach napędu zewnętrznego.

Omawiane stanowisko składa się ze zmodyfikowanego silnika spalinowego napędzanego z zewnątrz silnikiem elektrycznym. Napęd przekazywany jest przez wał z momentomierzem umożliwiającym dokładny pomiar momentu obrotowego z dużą rozdzielczością czasową. W silniku unieruchomiono wał

rozrządu, pozostawiając wszystkie zawory w pozycji zamkniętej, unieruchomiono też napędzane od wału korbowego pompy cieczy chłodzącej i oleju, zastępując je pompami zewnętrznymi, napędzanymi silnikami elektrycznymi.

Wprowadzone zmiany sprawiły, że każdy obrót wału korbowego wymusza powtarzający się cykl sprężenia i rozprężenia ładunku zamkniętego w cylindrze, przy czym część ładunku wskutek nieszczelności przedostaje się do skrzyni korbowej. Przy zamkniętych zaworach silnika ubytek ładunku zamkniętego w cylindrze może być uzupełniony przez dodatkowe jednokierunkowe zawory, zamontowane zamiast świec iskrowych i nazwane zaworami uzupełniania ładunku. Konstrukcja stanowiska pozwala na zamknięcie tych zaworów lub ich otwarcie umożliwiające swobodne zasysanie powietrza, z otoczenia albo doprowadzonego pod określonym nadciśnieniem. Doprowadzenie do cylindra na początku suwu sprężania powietrza pod zwiększonym ciśnieniem powoduje podwyższenie maksymalnego ciśnienia w cylindrze. Jest to metoda symulowania zwiększonego obciążenia silnika rzeczywistego. Bardzo ważnym elementem stanowiska jest oryginalny układ utrzymywania stałej temperatury oleju z wymiennikiem ciepła typu olej–ciecz chłodząca silnik, z chłodnicą i nagrzewnicą cieczy oraz napędzanymi elektrycznie pompami cieczy chłodzącej i oleju. Regulator PID umożliwia utrzymywanie zadanej temperatury oleju z dokładnością $\pm 0,2$ °C, co zapewnia powtarzalność pomiarów.

10.3. Metoda pomiarów i program badań

W zmodyfikowanym silniku spalinowym zewnętrzny napęd wprawia w ruch wyłącznie elementy mechanizmu tłokowo-korbowego i dlatego pomiar momentu obrotowego napędu zewnętrznego umożliwia dokładne wyznaczenie strat tarcia. Można wyróżnić następujące istotne czynniki składające się na wartość mierzonego momentu obrotowego napędu zewnętrznego:

- a) straty tarcia zachodzące między powierzchnią nośną tłoka i cylindrem, będące przedmiotem analizy w niniejszej pracy
- b) straty tarcia wywiązujące się między pakietem pierścieni tłokowych i cylindrem
- c) straty tarcia łożysk wału korbowego
- d) ucieczka części sprężanego ładunku z cylindra do skrzyni korbowej w następstwie nieuniknionych nieszczelności i straty termodynamiczne związane z ciepłem ścianek.

Można założyć, że przy zachowaniu zbliżonej średnicy tłoka pokrycie jego powierzchni nośnej warstwą grafitu eksperymentalnym kształtem nie wpływa na przebieg zjawisk wymienionych w punktach b–d w sposób zasadniczy, powodujący znaczącą zmianę bilansu momentu napędu zewnętrznego. Zatem porównanie wartości momentu napędu zewnętrznego zarejestrowanych w tych samych warunkach pracy w przypadku silnika z tłokami standardowymi i z tłokami eksperymentalnymi umożliwia określenie wpływu zmiany mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoka na straty tarcia.

Badanie strat tarcia w warunkach napędu zewnętrznego jest metodą często stosowaną. Jej główna zaleta polega na wyeliminowaniu wpływu zakłóceń spowodowanych procesem spalania. Wyniki badań uzyskane w warunkach napędu zewnętrznego silnika umożliwiają zwykle ocenę badanych elementów mechanizmu tłokowo-korbowego w aspekcie ich wpływu na straty tarcia w rzeczywistym silniku. Na stanowisku symulacyjnym wyeliminowano wpływ procesu spalania na mierzoną wartość momentu obrotowego oraz dodatkowo wpływ osprzętu silnika, pomp i układu rozrządu. Stanowisko to umożliwia badanie wpływu parametrów konstrukcyjnych tłoka na straty tarcia, jednak w interpretacji wyników należy uwzględnić szereg odstępstw od warunków pracy rzeczywistego silnika; ważniejsze z nich wymieniono poniżej.

- Unieruchomienie zaworów w pozycji zamkniętej sprawia, że w pierwotnie czterosuwowym silniku występuje tylko cykl sprężania i rozprężania, powtarzający się po każdym obrocie wału korbowego. Zmiany zwrotu siły mają istotny wpływ na pracę łożysk ślizgowych; w szczególności znany jest niekorzystny wpływ niezmiennego zwrotu siły obciążającej sworzeń tłokowy silnika dwusuwowego.

- Maksymalne ciśnienie w cylindrze jest niższe wobec braku procesu spalania. Problem ten może być w pewnym stopniu rozwiązany przez dostarczenie do cylindra na początku procesu sprężania powietrza pod zwiększonym ciśnieniem.

- Nawet jeśli przez doprowadzenie sprężonego powietrza zapewnione zostanie takie samo maksymalne ciśnienie, jakie panuje w cylindrze pracującego silnika, to przebieg ciśnienia w funkcji kąta OWK, szczególnie zaś szybkość narastania ciśnienia właściwa pracującemu silnikowi nie może być odtworzona na stanowisku symulacyjnym. Szybkość narastania ciśnienia jest jednym z czynników kształtujących przebieg ruchów poprzecznych tłoka, a przez to pośrednio, w pewnym stopniu, warunki tarcia.

- Na stanowisku symulacyjnym można w szerokich granicach regulować temperaturę cieczy chłodzącej i oleju, nie sposób jednak odtworzyć profilu temperatury właściwego dla tłoka i cylindra pracującego silnika. W następstwie zmieniają się relacje geometryczne, przede wszystkim luz tłoka, zależny od rozszerzalności cieplnej, a ponadto nie jest wiernie odtworzona zależna od temperatury lepkość oleju pokrywającego gładź cylindra.

Podsumowując powyższe uwagi, można stanowisku symulacyjnemu przypisać pozycję pośrednią pomiędzy stanowiskiem do badań tribologicznych i hamownią silnikową. Uwzględniając wymienione ograniczenia, do programu badań wprowadzono warunki pracy opisane wysoką temperaturą oleju, małą prędkością obrotową wału korbowego i podwyższonym ciśnieniem powietrza doprowadzonego do cylindrów. Warunki takie nie sprzyjają powstaniu filmu olejowego, mogą prowadzić do tarcia mieszanego i ujawnienia się właściwości tribologicznych warstw pokrywających powierzchnie nośną tłoków. Z kolei w obszarze mniejszego obciążenia oraz umiarkowanej temperatury i prędkości obrotowej można oczekiwać ewentualnego ujawnienia się wpływu zmiany mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoka na przepływ oleju w filmie olejowym, co może mieć wpływ na straty tarcia.

Uwzględniając przedstawione zależności, opracowano program badań przewidziany do wykonania na silniku z tłokami standardowymi i powtórzenia po ich zastąpieniu tłokami eksperymentalnymi z powierzchniami nośnymi pokrytymi eksperymentalnym kształtem. Program przedstawiono w tab. 10.1 oraz oznaczenia badanych tłoków w tab. 10.2. Cel programu pomiarowego stanowi zarejestrowanie w każdym z punktów pomiarowych momentu obrotowego napędzającego stanowisko pomiarowe. Moment obrotowy rejestrowano z częstotliwością pomiarową równą 9,6 kHz, zapisując 20 tysięcy kolejnych wyników. Każdy plik pomiarowy zawiera zatem informację o przebiegu momentu obrotowego w czasie około 2 s; z przebiegu tego wyznaczano wartość średnią.

Tab. 10.1. Program badań stanowiskowych

Temperatura oleju	50 °C		80 °C		110 °C	
Ciśnienie [bar]	0	1	0	1	0	1
Prędkość obrotowa [obr/min]	750	750	750	750	750	750
	1000	1000	1000	1000	1000	1000
	1250	1250	1250	1250	1250	1250
	1500	1500	1500	1500	1500	1500
	1750	1750	1750	1750	1750	1750
	2000	2000	2000	2000	2000	2000
	2250	2250	2250	2250	2250	2250
	2500	2500	2500	2500	2500	2500
	2750	2750	2750	2750	2750	2750
	3000	3000	3000	3000	3000	3000

Tab. 10.2. Oznaczenie badanych tłoków

Tłoki	Referencyjne	Eksperymentalne					
Oznaczenie tłoka	REF	H1	H2	H3	H4	H5	H6

W programie można wyróżnić trzy główne serie pomiarowe, zdefiniowane przez temperaturę oleju, równą 50 °C, 80 °C i 110 °C. Wewnątrz każdej z tych nadrzędnych serii można wyróżnić trzy kolejne serie, odpowiadające ciśnieniu przed zaworami uzupełniania ładunku, równemu 0 bar i 1 bar. Serie te odpowiadają kolejno sytuacjom gdy zawory uzupełniania ładunku są zamknięte, otwarte (połączone z atmosferą). Każda z tych serii pomiarowych obejmuje dziesięć punktów wyznaczonych przez prędkość obrotową, zmienianą w zakresie od 750 obr/min do 3000 obr/min, w krokach co 250 obr/min.

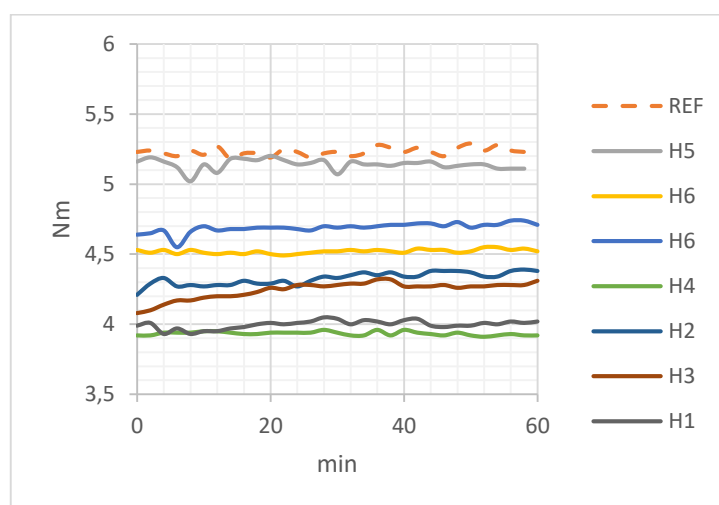
W rzeczywistości w niektórych seriach pojedyncze, skrajne punkty pomiarowe musiały zostać odrzucone ze względu na niestabilną pracę stanowiska symulacyjnego, nadmierne drgania lub ograniczenie mocy silnika elektrycznego. Niezależnie od teoretycznej struktury widocznej w tabeli 10.1, program realizowano zawsze przez wybranie temperatury, zadanie najmniejszej prędkości obrotowej i w kolejności rosnącej dwóch wartości ciśnienia przed zaworami uzupełniania ładunku. Po zarejestrowaniu pięciu odpowiednich punktów pomiarowych zwiększano prędkość obrotową o 250 obr/min i czynności powtarzano aż do uzyskania prędkości maksymalnej, po czym zmieniano zadaną temperaturę i analogicznie wykonywano następne serie pomiarów. Kolejnych pomiarów wewnątrz serii o stałej temperaturze dokonywano w odstępach kilkuminutowych, potrzebnych do uzyskania stabilnych warunków pracy silnika. Znacznie dłuższy czas pozostawiono na stabilizację po zmianie zadanej temperatury oleju.

Przed przystąpieniem do właściwych pomiarów, wykonano pomiary wstępne w celu dotarcia eksperymentalnych tłoków.

10.4. Wyniki badań stanowiskowych

Badania przeprowadzono według programu i procedur opisanych we wcześniejszej części rozdziału. Jako pierwsze wykonano pomiary wstępne-docierania dla każdorazowego montażu tłoka eksperymentalnego w stanowisku badawczym, a następnie dokonywano pięciu właściwych serii pomiarowych przypisanych temperaturze 80 °C, później 50 °C i na końcu 110 °C. Uzyskane wyniki przedstawione zostaną w dalszej części tego rozdziału.

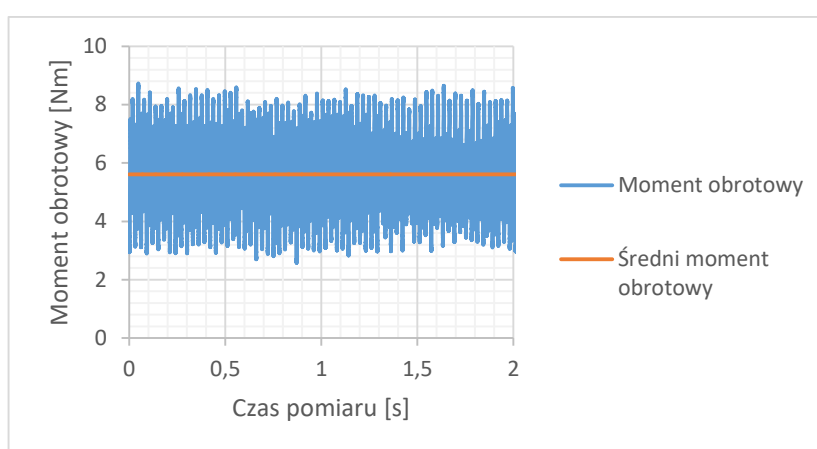
Przed przystąpieniem do pomiarów właściwych dokonano pomiaru wstępnego-docierania wszystkich analizowanych tłoków zarówno referencyjnych jak i wszystkich wariantów tłoków ze zmodyfikowaną mikrogeometrią powierzchni bocznej. Wyniki procesu docierania badanych tłoków zaprezentowano na rys. 10.1.



Rys. 10.1. Wyniki docierania wszystkich wariantów badanych tłoków

Proces docierania dokonywany był każdorazowo podczas montażu kolejno eksperymentalnych tłoków poddanych dalszym badaniom w stanowisku modelowym. Badanie to polegało na rejestracji momentu obrotowego dla stałej prędkości obrotowej silnika wynoszącej 1500 obr/min i temperatury oleju wynoszącej 80 °C. Pomiar był rejestrowany co 2 min w przeciągu jednej godziny. Zakończenie procesu docierania przyjęto kiedy moment obrotowy był stały z odchyłką $\pm 0,05$ Nm.

Przyjęta koncepcja budowy stanowiska umożliwia rejestrowanie momentu obrotowego z dużą dokładnością i częstotliwością pomiarową (rys. 10.2), przy czym mierzona wartość momentu wynika ze strat tarcia w mechanizmie tłokowo-korbowym i nie jest istotnie zakłócona działaniem żadnych innych mechanizmów silnika. Pomiar momentu obrotowego obarczony jest wpływem zjawisk termodynamicznych, które zachodzą w silniku oraz przedmuchów ładunku do skrzyni korbowej.



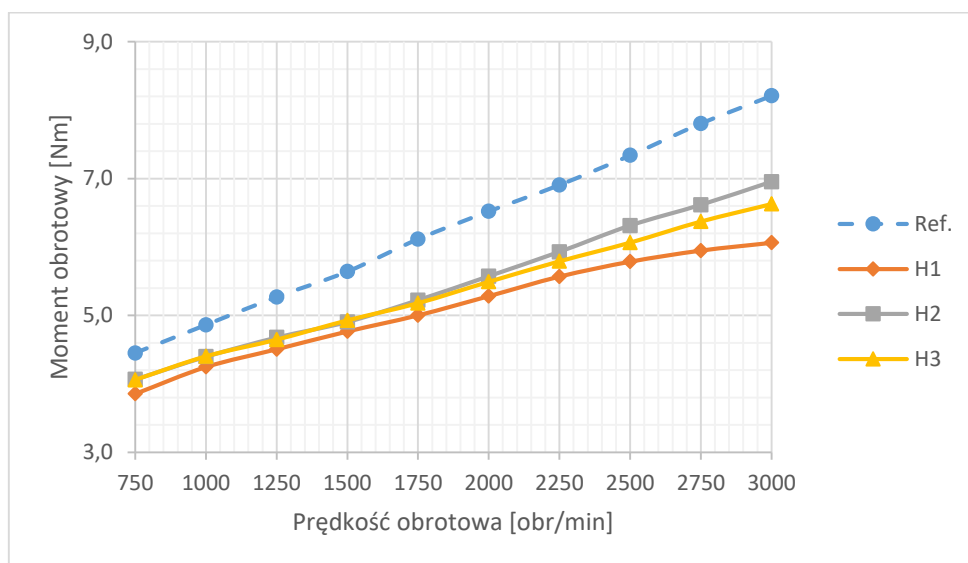
Rys. 10.2. Zarejestrowany pomiar momentu obrotowego dla prędkości obrotowej 2500 obr/min oraz temperatury oleju 80 °C

Wpływu wymienionych zjawisk nie można wprawdzie wyeliminować, ale można przyjąć, że ich przebieg w znacznym stopniu zależy jest np. od mikrogeometrii lub pokrycia powłokami powierzchni nośnej tłoka i tym samym umożliwia wzajemne porównanie tychże wariantów w zakresie wytwarzanych strat tarcia.

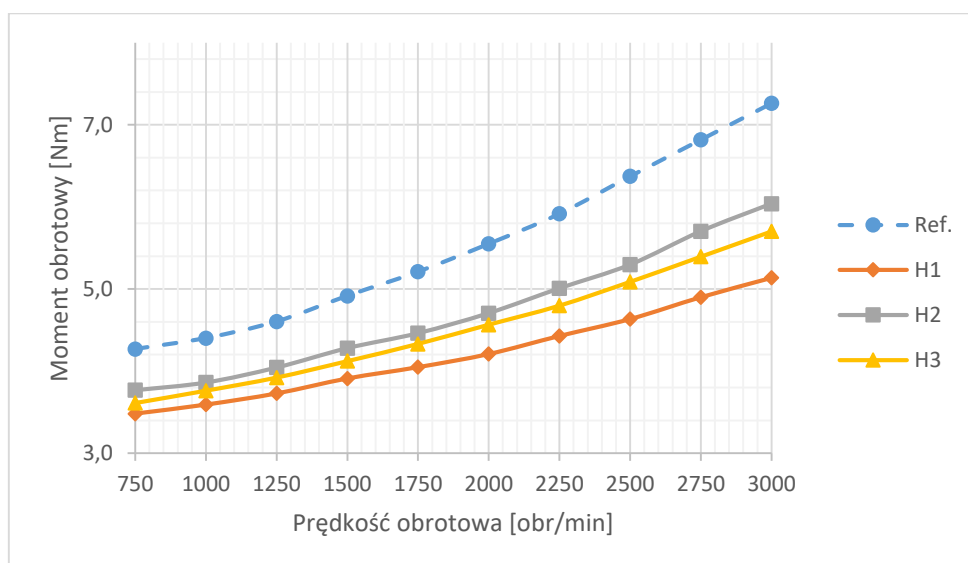
Pomiary strat tarcia wykonano dla przedstawionych wariantów eksperymentalnych mikrogeometrii powierzchni nośnej eksperymentalnych tłoków o profilu schodkowym oraz powierzchni baryłkowej tłoków seryjnych stosowanych w silniku Fiat 170A.046. Pomiary zostały zrealizowane dla następujących warunków:

- prędkość obrotowa 750-3000 obr/min,
- temperatura oleju 50, 80, 110 °C,
- bez i z uzupełnianiem ładunku w cylindrze.

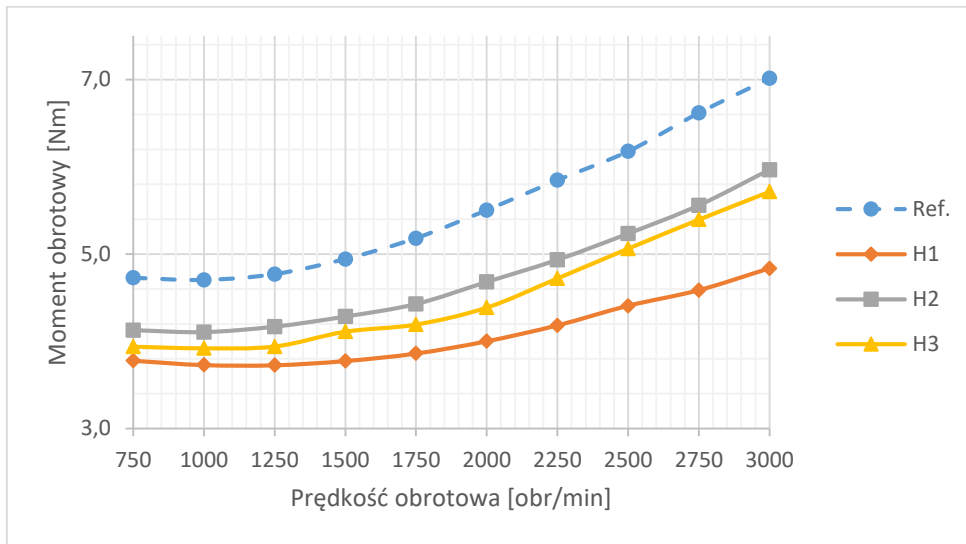
Zgodnie z oczekiwaniami wynikającymi z hydrodynamicznej teorii smarowania zwiększenie prędkości obrotowej powoduje zwiększenie momentu hamującego. Serie pomiarowe zostały realizowane w odstępie kilku dni, następnie zostały one uśrednione i zestawione na rys. 10.3-13.



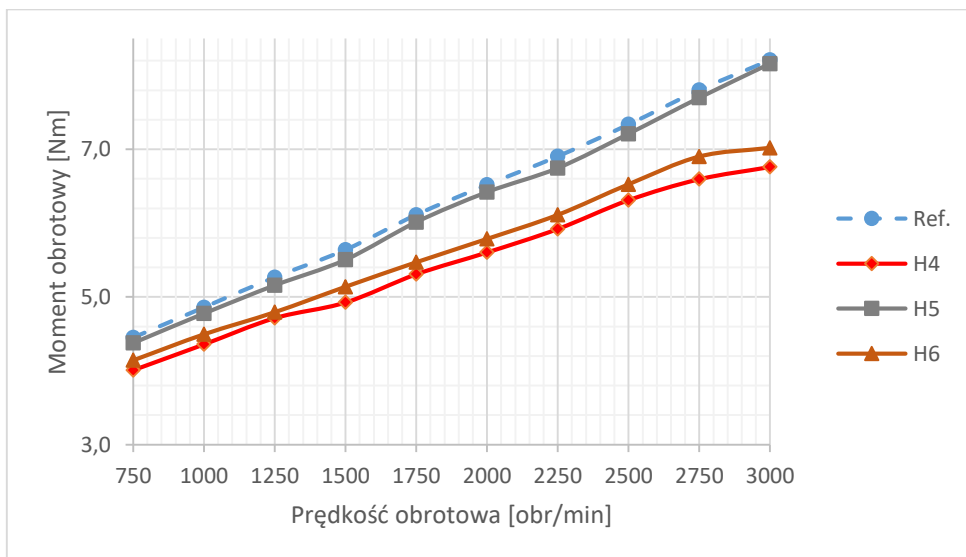
Rys. 10.3. Wyniki badań tłoków H1-3 oraz tłoka REF. dla temperatury oleju 50°C – brak uzupełniania ładunku



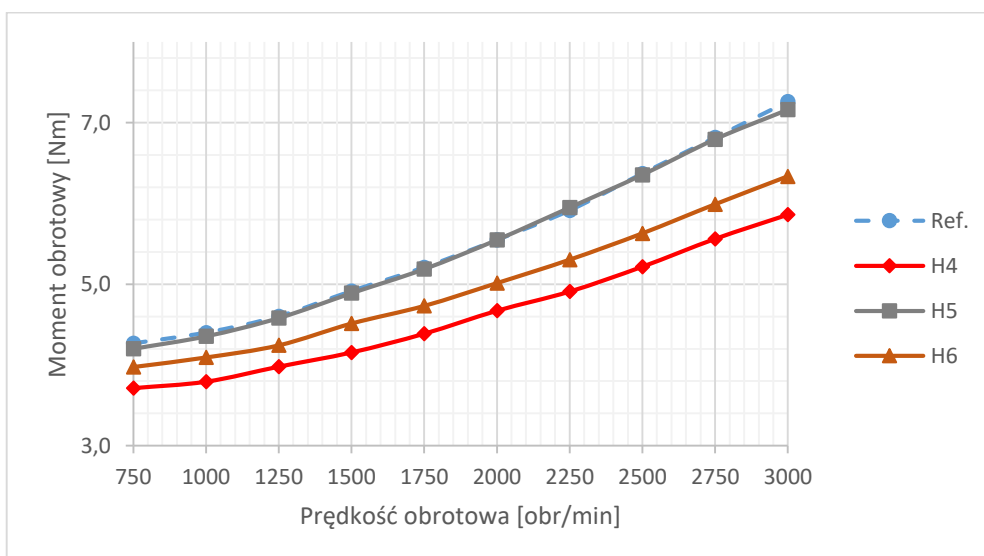
Rys. 10.4. Wyniki badań tłoków H1-3 oraz tłoka REF. dla temperatury oleju 80°C – brak uzupełniania ładunku



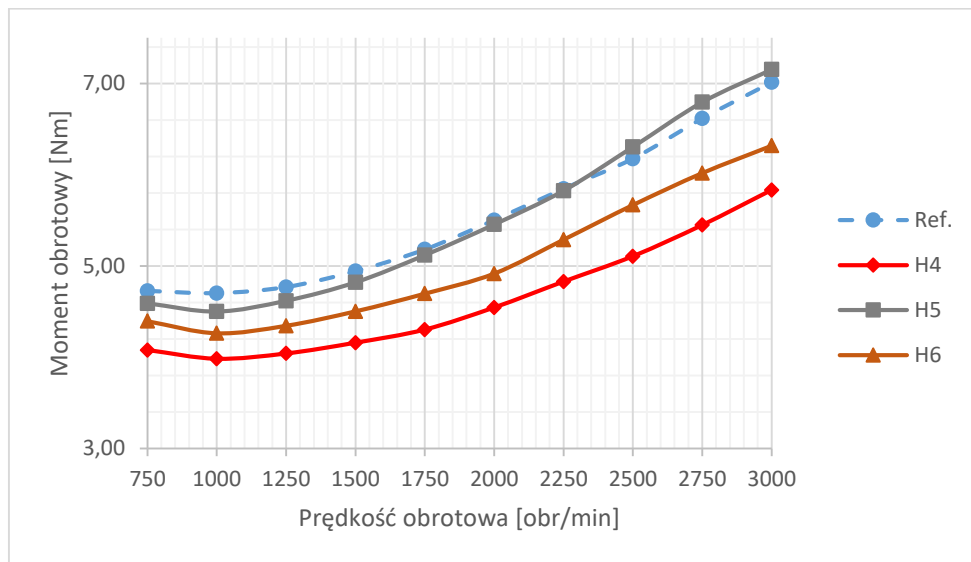
Rys. 10.5. Wyniki badań tłoków H1-3 oraz tłoka REF. dla temperatury oleju 110°C – brak uzupełniania ładunku



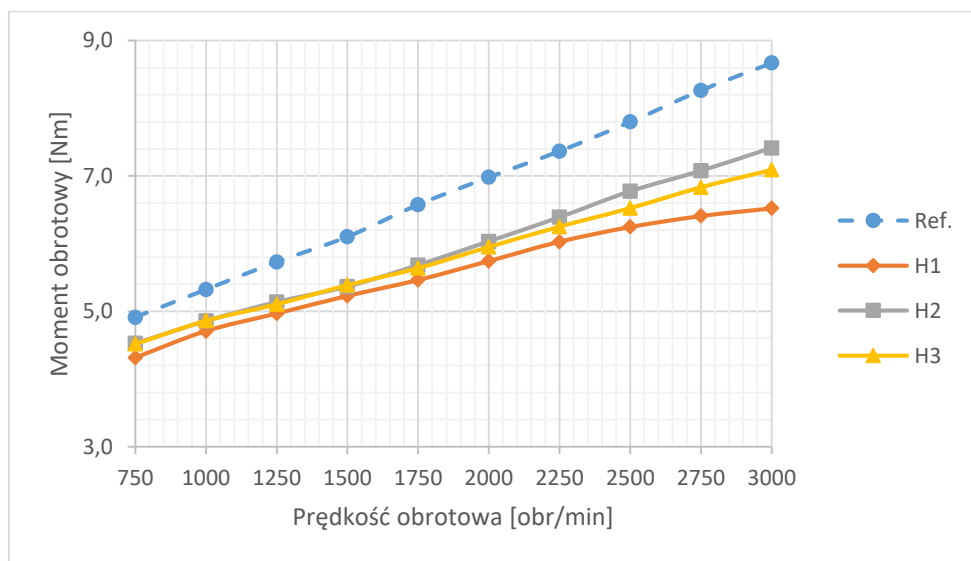
Rys. 10.6. Wyniki badań tłoków H4-6 oraz tłoka REF. dla temperatury oleju 50 °C – brak uzupełniania ładunku



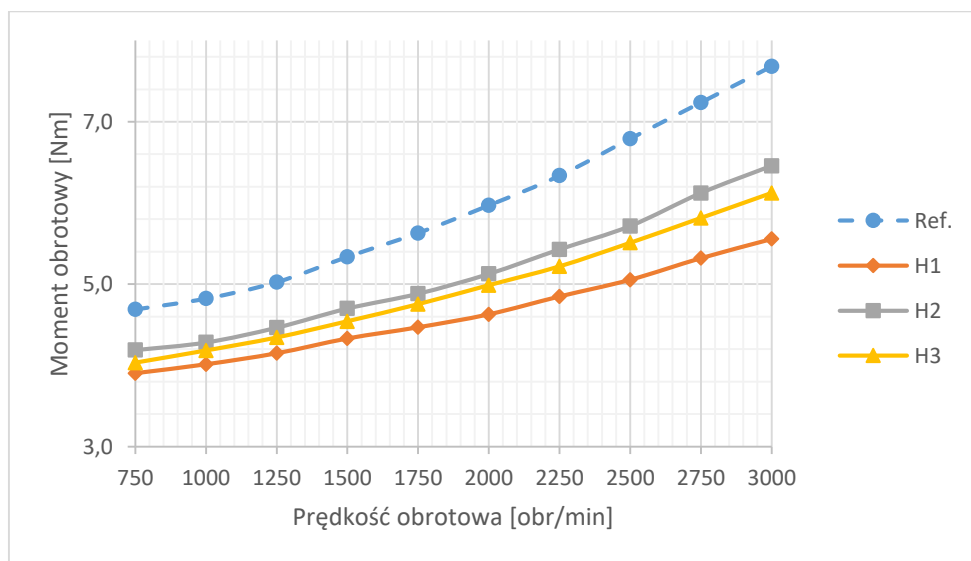
Rys. 10.7. Wyniki badań tłoków H4-6 oraz tłoka REF. dla temperatury oleju 80 °C – brak uzupełniania ładunku



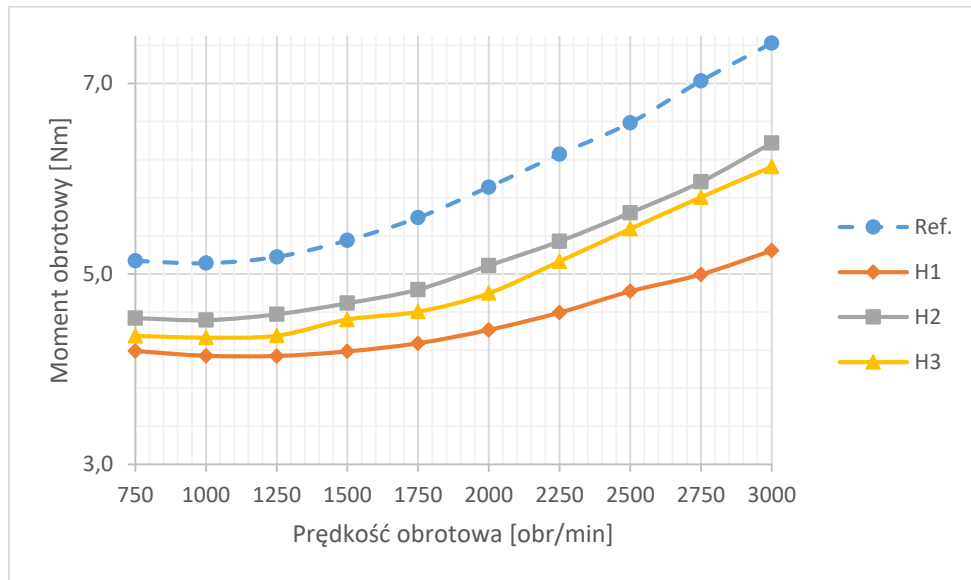
Rys. 10.8. Wyniki badań łożków H4-6 oraz łożka REF. dla temperatury oleju 110 °C – brak uzupełniania łożadunku



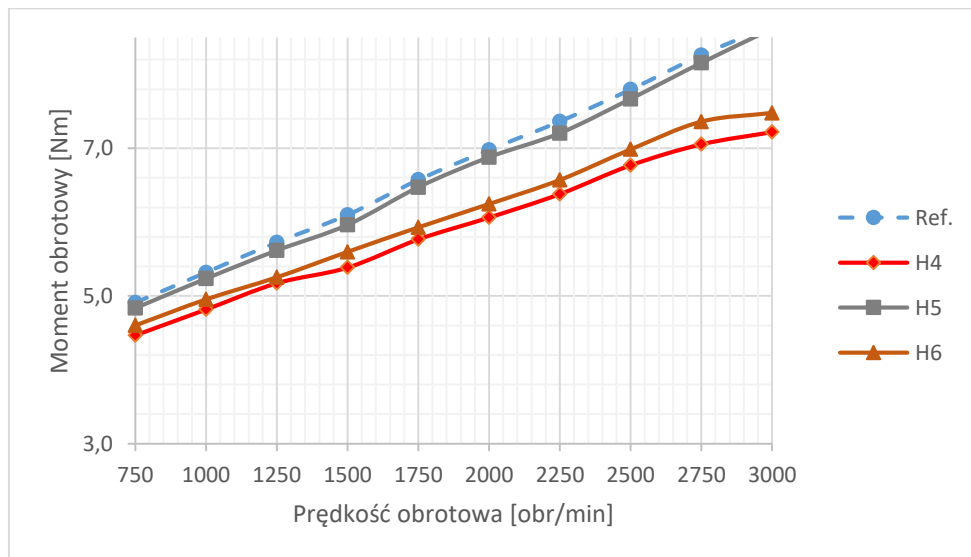
Rys. 10.9. Wyniki badań łożków H1-3 oraz łożka REF. dla temperatury oleju 50°C – z uzupełnianiem łożadunku



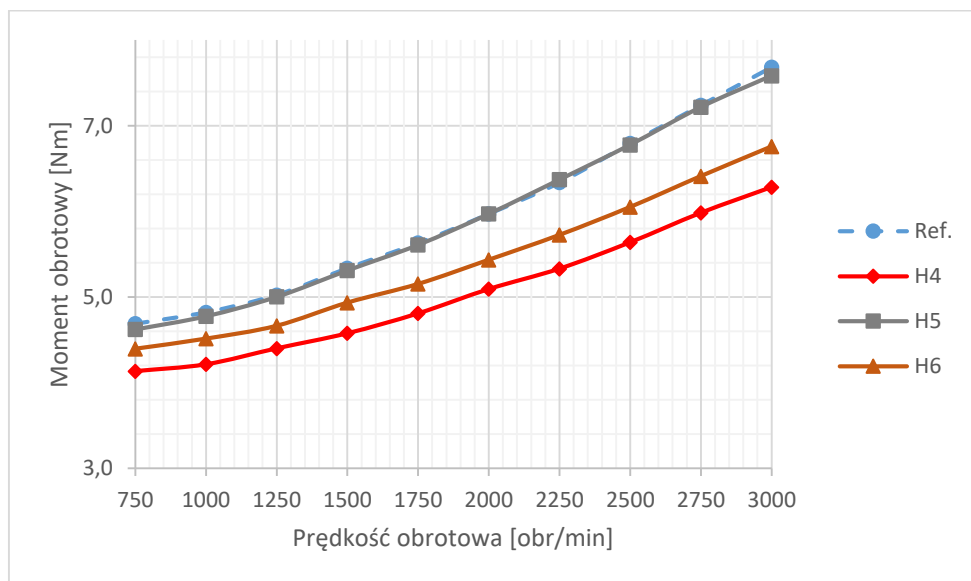
Rys. 10.10. Wyniki badań łożków H1-3 oraz łożka REF. dla temperatury oleju 80°C – z uzupełnianiem łożadunku



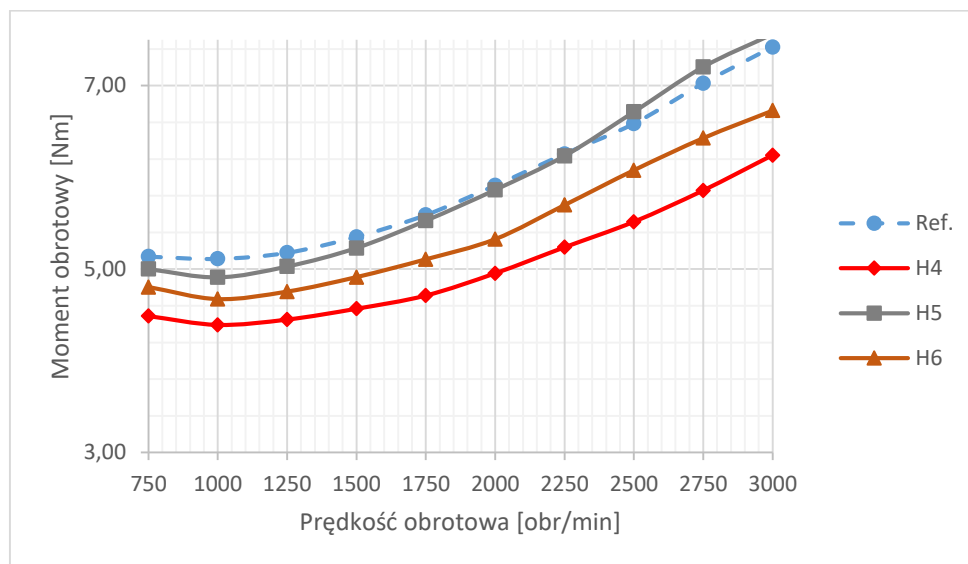
Rys. 10.11. Wyniki badań łożków H1-3 oraz łożka REF. dla temperatury oleju 110°C – z uzupełnianiem łożunku



Rys. 10.12. Wyniki badań łożków H4-6 oraz łożka REF. dla temperatury oleju 50°C – z uzupełnianiem łożunku



Rys. 10.13. Wyniki badań łożków H4-6 oraz łożka REF. dla temperatury oleju 80°C – z uzupełnianiem łożunku

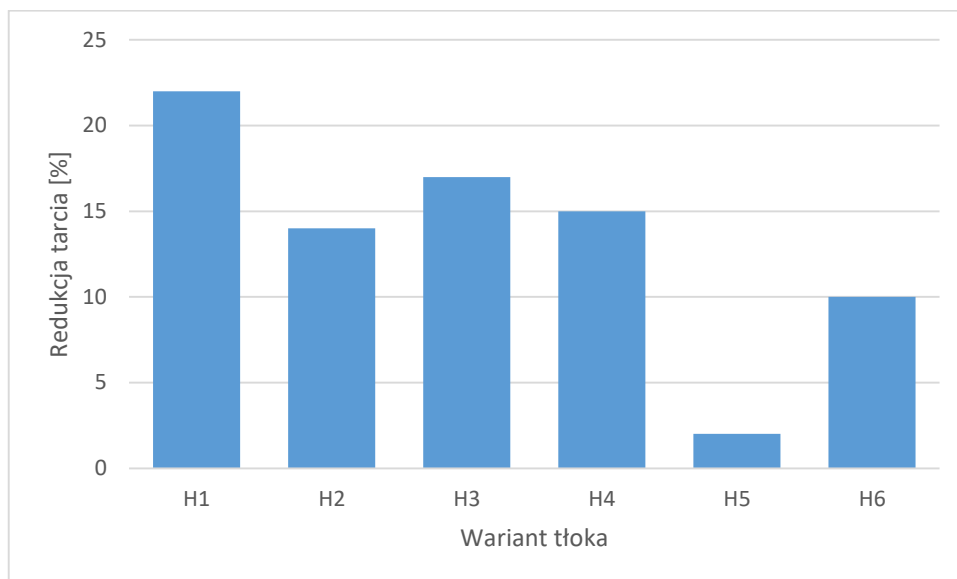


Rys. 10.14. Wyniki badań tłoków H4-6 oraz tłoka REF. dla temperatury oleju 110°C – z uzupełnianiem ładunku

Na podstawie otrzymanych wyników można zaobserwować, że wszystkie warianty eksperymentalnych tłoków wykazały wyraźną redukcję strat tarcia, w szczególności dla wyższych prędkości obrotowych wału korbowego silnika.

Dla temperatury 50 i 80 °C obserwowany wzrost momentu hamującego ma charakter monotoniczny w całym zakresie prędkości obrotowych. W tych samych warunkach przy temperaturze oleju równej 110 °C obserwuje się wystąpienie minimum momentu hamującego. Dla najwyższej temperatury oleju zwiększenie prędkości obrotowej spowoduje zwiększenie całkowitych strat tarcia. Jest to bardzo ważne spostrzeżenie, ponieważ podczas zwiększania prędkości obrotowej silnika w wyniku większych strat tarcia zamienianych na ciepło następuje szybsze nagrzewanie elementów silnika i oleju smarującego, a przyczynia się to do zmniejszenia jego lepkości, co może prowadzić do występowania warunków tarcia granicznego.

Zastosowanie schodkowej mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoków spowodowało znaczne zmniejszenie strat tarcia, wyrażające się zmniejszeniem momentu napędu zewnętrznego, sięgającym w najkorzystniejszych warunkach pracy silnika nawet powyżej 20 %. Należy podkreślić, że wykazana różnica odnosi się do całkowitych strat tarcia, na które oprócz strat na powierzchni nośnej tłoka składają się straty tarcia pakietu pierścieni i łożysk wału korbowego. Wyniki innych badań dotyczących mikrogeometrii tłoków są prezentowanych w literaturze [8, 11, 17, 25, 26, 34, 35, 39, 49, 53] świadczą o tym, że wszystkie trzy wymienione pary kinematyczne są porównywalne pod względem wartości strat tarcia. Wobec powyższego zmniejszenie strat tarcia zarejestrowane po zastosowaniu tłoków ze schodkowym profilem powierzchni bocznej jest zaskakująco duże i wykazały redukcję tarcia w zespole tłok-cylinder.



Rys. 10.15. Wyniki badań tłoków H4-6 oraz tłoka REF. dla temperatury oleju 110°C – z uzupełnianiem ładunku

Aby zrozumieć mechanizmy leżące u podstaw obserwowanego zjawiska na rys. 10.15 przedstawiono interpretację graficzną wartości procentowej redukcji strat tarcia dla badanych wariantów eksperymentalnych tłoków.

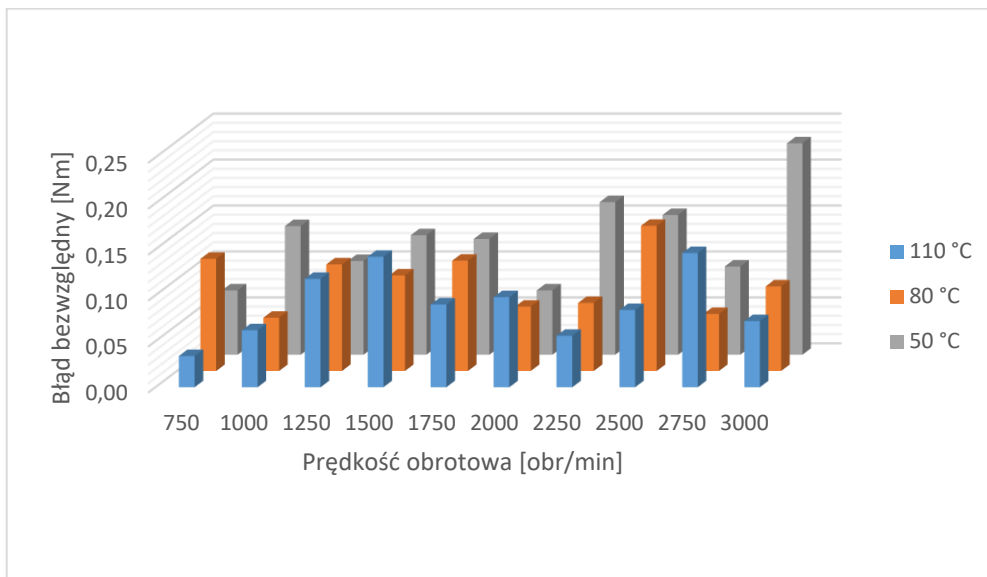
Uzyskane wyniki badań na stanowisku modelowym pozwalają na stwierdzenie wymienionych dalej zależności.

- Największe korzyści wynikające z zastosowania schodkowej mikrogeometrii na powierzchni nośnej tłoka obserwowano, gdy temperatura oleju była najwyższa (110 °C); odpowiednio mniejsze korzyści obserwowano gdy temperatura oleju wynosiła 80 °C i najmniejsze dla temperatury równej 50 °C.

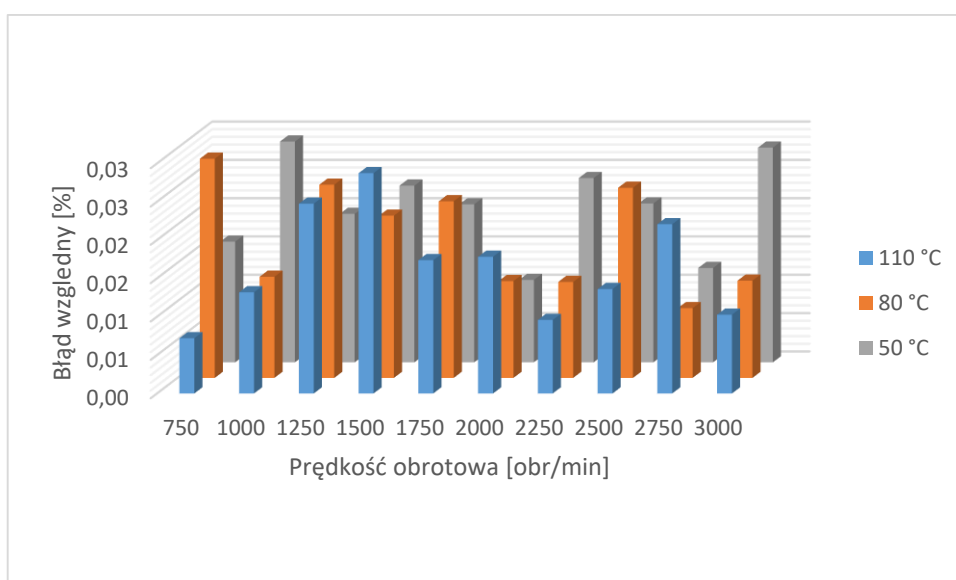
- We wszystkich seriach pomiarowych wykonywanych przy zamkniętych zaworach uzupełniania ładunku uzyskano zmniejszenie strat tarcia w wyniku zmiany mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoków eksperymentalnych w stosunku do tłoka seryjnego, niezależnie od temperatury i prędkości obrotowej silnika.

- Zastosowanie schodkowego profilu powierzchni bocznej tłoków eksperymentalnych spowodowało zmniejszenie strat tarcia we wszystkich punktach pomiarowych scharakteryzowanych przez prędkość obrotową równą 2000 obr/min lub większą, niezależnie od temperatury i ciśnienia w cylindrze.

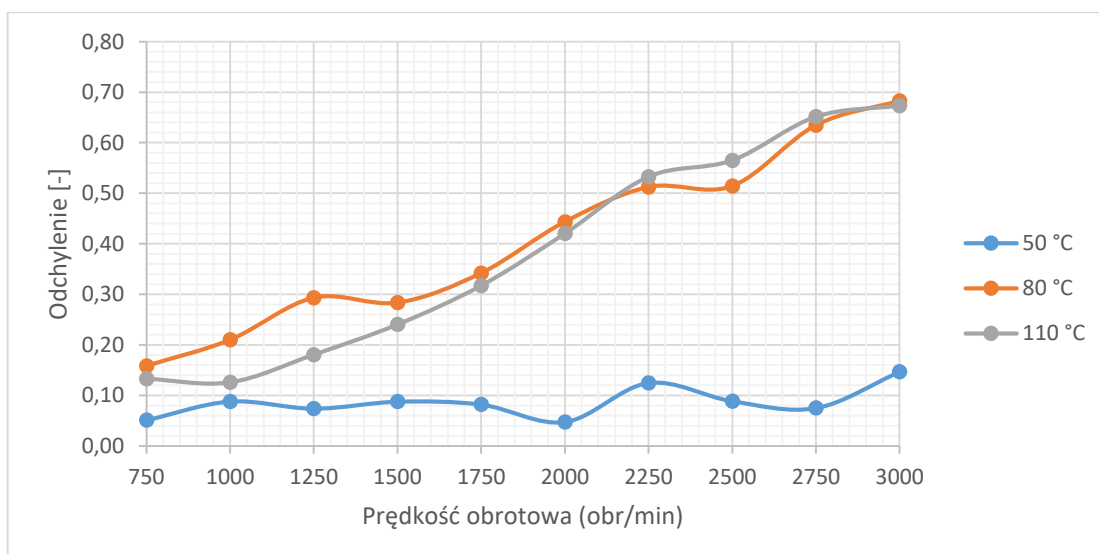
- Najmniej korzystne jest zastosowanie schodkowego profilu na powierzchni bocznej tłoka w przypadku serii pomiarowych z otwartymi zaworami uzupełniania ładunku. W tych warunkach przy prędkości obrotowej równej około 1000 obr/min i mniejszej na powierzchni nośnej tłoków eksperymentalnych prowadzi do strat, sięgających nawet 10%. Jest to złożony problem, ponieważ opisana prawidłowość nie dotyczy serii pomiarowej wykonywanej dla najwyższej temperatury oleju i najwyższego ciśnienia w cylindrze. W tych warunkach zastosowanie schodkowego profilu powierzchni bocznej jest korzystne we wszystkich punktach pomiarowych, w całym zakresie badanych prędkości obrotowych.



Rys. 10.16. Błąd bezwzględny pomiarów średnich momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej



Rys. 10.17. Błąd względny pomiarów średnich momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej



Rys. 10.18. Odchylenie standardowe pomiarów średnich momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej

• Negatywny wpływ zastosowania eksperymentalnych tłoków na straty tarcia w zakresie najmniejszych prędkości obrotowych najsilniej ujawnił się gdy temperatura była równa 80 °C, od nastawienia tej temperatury rozpoczęto badania. Wobec trudności w spójnym wyjaśnieniu przyczyn tak silnego zwiększenia strat tarcia dla tej – pośredniej w programie badań – temperatury, zdecydowano o powtórzeniu odpowiednich serii pomiarowych. Jest to jedno z działań mających na celu oszacowanie błędów pomiarowych. Błąd bezwzględny i względny oraz odchylenia standardowe pomiarów średnich momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej zostało przedstawione na wykresach 10.16-18. Na podstawie tych wyników można oszacować, że wartości te wynoszą:

- błąd bezwzględny – ok. 0,44 Nm,
- błąd względny – ok. 0,09 %,
- odchylenie standardowe – ok. 0,38.

W wyniku przeprowadzonych pomiarów, największą redukcję tarcia wykazał wariant H1 (ok. 22 %), H4 (ok. 15 %), zaś najmniejszą H2 (ok. 14 %) oraz H5 (ok. 2 %). Na podstawie otrzymanych wyników można również zaobserwować, że redukcja strat tarcia jest większa dla wyższych prędkości obrotowych wału korbowego silnika. Jest to ważne spostrzeżenie, ponieważ podczas zwiększania prędkości obrotowej silnika w wyniku większych strat tarcia zamienianych na ciepło następuje szybsze nagrzewanie współpracujących wzajemnie elementów silnika oraz oleju smarującego. Prowadzi to do występowania warunków tarcia granicznego. Zjawisko to może mieć jednak pozytywny wpływ na redukcje strat tarcia w grupie tłok-cylinder przy założeniu, że nie będzie występować tarcie graniczne na styku powierzchni nośnej tłoka i tulei cylindrowej.

11. Podsumowanie

Wyniki przeprowadzonych badań i symulacji pozwalają na sformułowanie niżej wymienionych spostrzeżeń i wniosków, potwierdzających słuszność tej pracy.

Zrealizowane zadania w ramach niniejszej pracy stanowią bardzo obszerne działania w obszarze:

- opracowania programu badań stanowiskowych, w celu weryfikacji analizowanego problemu wpływu mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoka,
- opracowania metody i przygotowania stanowiska i urządzeń pozwalających na realizację procesu modyfikacji mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoków,
- analizę algorytmów i opracowania programów komputerowych pozwalających symulować zjawiska towarzyszące pracy par kinematycznych składających się na zespół tłokowo-korbowy,
- realizacji badań, które na przykładzie konkretnego silnika pozwalają mieć pewność co do redukcji oporów wewnętrznych ruchu silnika spalinowego wywołanych tarciami.

Zastępując tłok klasyczny tłokiem ze schodkową mikrogeometrią powierzchni bocznej można uzyskać istotne zmniejszenie strat tarcia silnika pracującego w warunkach biegu jałowego oraz obciążenia częściowego oraz zwiększenie minimalnych grubości filmu olejowego na powierzchni bocznej tłoka znajdującego się w punktach zwrotnych.

Przebadanie sześciu wersji kształtów eksperymentalnych tłoków pozwoliło ponadto na sformułowanie wymienionych niżej wniosków szczegółowych:

1. Zastosowanie schodkowego profilu mikrogeometrii powierzchni nośnej względem baryłkowego pozwala na uzyskanie redukcji strat tarcia tym samym zwiększając sprawność mechaniczną silnika.
2. Największą redukcję wykazał wariant tłoka z półką litery H przesuniętą do dołu względem położenia symetrycznego.
3. Zwiększenie grubości odnawialnej warstwy oleju jedynie w ograniczonym stopniu przyczynia się do zwiększenia grubości filmu olejowego dla tych kątów OWK, gdzie obserwowana jest tendencja do zrywania filmu olejowego. W przypadku niekorzystnego kształtu powierzchni nośnej tłoka zwiększenie grubości odnawialnej warstwy oleju powoduje wręcz zmniejszenie grubości filmu olejowego.
4. Zmiana głębokości przewężenia na powierzchni nośnej tłoka schodkowego jest skutecznym środkiem umożliwiającym zmianę charakteru pokrycia powierzchni nośnej tłoka filmem olejowym. Przez celowy dobór głębokości przewężenia można uzyskać mniejszą dynamikę zmian obszaru występowania filmu olejowego oraz większą minimalną w cyklu pracy silnika powierzchnię obszaru filmu olejowego.
5. Zachowanie ciągłości filmu olejowego na powierzchni nośnej tłoka o schodkowej mikrogeometrii powierzchni bocznej w warunkach ograniczonej podaży oleju na gładź

cyindra umożliwia celowe ograniczenie podaży oleju na gładź cylindra. W tych warunkach możliwe jest zmniejszenie sprężystości własnej pierścieni z czym wiąże się zmniejszenie strat tarcia w pakiecie pierścieni.

6. Powierzchnię schodkową mikrogeometrii powierzchni nośnej można uzyskać poprzez nanoszenie na powierzchnię nośną tłoka warstw poślizgowych powłok np. grafitu,
7. Zastosowanie powierzchni schodkowej mikrogeometrii powierzchni nośnej względem powierzchni baryłkowej prowadzi do istotnego zmniejszenia zużycia paliwa.

12. Kierunek dalszych badań

Otrzymane wyniki stwarzają potrzebę kontynuacji badań, która zdaniem autora polegać winna na:

- weryfikacji wyników symulacji na podstawie badań przeprowadzonych na silniku spalinowym ze zmodyfikowanymi tłokami,
- szczegółowej analizie wpływu przewężenia na powierzchni nośnej tłoka ze schodkową mikrogeometrią na parametry filmu olejowego,
- optymalizacji kształtu powierzchni nośnej tłoka o schodkowej mikrogeometrii,
- udoskonaleniu modelu fizycznego służącego do wyznaczania parametrów filmu olejowego, w szczególności uwzględnienia lokalnych odkształceń sprężystych tłoka i cylindra,
- zastosowaniu techniki pomiarowej do pomiaru parametrów tarcia hydrodynamicznego w obszarze grupy tłokowo-cylindrowej, celem wprowadzenia wyników pomiarów do programu symulacyjnego i zwiększenia dokładności obliczeń,
- dalszych weryfikacji powłok przeciwtarciowych służących do kształtowania mikrogeometrii powierzchni bocznej tłoka.

Literatura

1. Allmaier H., Sander D., Damjanovic S., Mallet P., Analysing Engine Friction in View of the New WLTC Driving Cycle, MTZ, 12/2017.
2. Allmaier H., Knauder Ch., Sander D., Reich F., Reibungsanalyse bei Motoren als Kombination von Messung und Simulation, MTZ, 10/2016.
3. Baberg A., Freidhager M., Mergler H., Schmidt K., Aspekte der kolbenmaterialwahl bei Dieselmotoren, MTZ, 12/2012.
4. Berg M., Schultheiß H., Musch D., Hilbert T., Modern Methods for Optimising Cylinder Distortions, MTZ, 12/2015.
5. Blümm m., Baberg A., Dörnenburg F., Leitzmann D., Innovative Schaftbeschichtungen für Otto- und Dieselmotorkolben, MTZ, 02/2016.
6. Cerit M., Coban M., Temperature and thermal stress analyses of a ceramic-coated aluminum alloy piston used in a diesel engine, Elsevier, International Journal of Thermal Sciences 77 (2014) 11-18.
7. Deuss T., Ehnis H., Bassett M., Bisordi A., Friction Power Measurements of a Fired Diesel Engine Cycle-Relevant CO2 Saving, MTZ, 12/2011.
8. Deuss T., Ehnis H., Freier R., Künzel R., Friction power measurements of a fired diesel engine - influence of skirt geometry, MTZ, 12/2013.
9. Deuss T., Ehnis H., Rose R., Künzel R., Friction power measurements of a fired diesel engine – influence of piston skirt coatings, MTZ, 04/2011.
10. Fahr M., Hanke W., Klimesch Ch., Rehl A., Friction Reduction in Power Cylinder Systems of Gasoline Engines, MTZ, 07-08/2011.
11. Gunelsu O., Akalin O., The Effects of Piston Skirt Profiles on Secondary Motion and Friction, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, JUNE 2014, Vol. 136.
12. Hadler J., Lensch-Franzen Ch., Gohl M., Mink T., Emissionsreduzierung Lösung aus Ölformulierung, Applikation und Mechanikentwicklung, MTZ, 09/2015.
13. Hanke W., Ando H., Fahr M., Voigt M., Friction reduction in power cylinder systems for passenger car diesel engines, MTZ, 02/2014.
14. He Z., Xie W., Zhang G., Hong Z., Zhang J., Piston dynamic characteristics analyses based on FEM method Part I: Effected by piston skirt parameters, Elsevier, Advances in Engineering Software 75 (2014) 68–85.
15. Hori Y., Hydrodynamic Lubrication, Springer, Tokyo, 2006.
16. Iskra A., Parametry filmu olejowego w węzłach mechanizmu tłokowo-korbowego silnika spalinowego, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 2001.
17. Iskra A., Wpływ relacji geometrycznych powierzchni bocznej tłoka na nośność filmu olejowego, Journal of Kones, Vol. 8, No 3-4, 2001.

18. Iskra A., Ruchy poprzeczne tłoka w warunkach obwodowo-wzdłużnego generowania filmu olejowego, *Journal of Kones*, Vol. 7, No 1-2, 2000.
19. Iskra A., Studium konstrukcji i funkcjonalności pierścieni w grupie tłokowo-cylindrowej, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1996.
20. Iskra A., Dynamika mechanizmów tłokowych silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1995.
21. Iskra A., Rozkład filmu olejowego na gładzi cylindrowej silnika tłokowego, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1987.
22. Iskra A., Kałużny J., Wpływ rzeczywistego kształtu powierzchni bocznej tłoka na parametry filmu olejowego, *Journal of Kones*, Vol. 7, No 1-2, 2000.
23. Iskra A., Kałużny J., Babiak M., Wpływ temperatury cieczy chłodzącej i oleju na straty tarcia w tłokowym silniku spalinowym, *Czasopismo Techniczne*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, 3-M/2012, Zeszyt 8, Rok 109.
24. Jędrzejowski J., *Mechanika układów korbowych silników samochodowych*, WKŁ, Warszawa, 1972.
25. Kałużny J., Eksperymentalne zastosowania nanorurek węglowych w konstrukcji tłokowego silnika spalinowego, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 2013.
26. Kałużny J., Wpływ kształtu powierzchni bocznej tłoka na parametry filmu olejowego pokrywającego gładź cylindra, *Rozprawa doktorska*, Politechnika Poznańska, Poznań, 2004.
27. Kato M., Ishima T., Obokata T., Measurement techniques of lubricant oil film behavior on the piston surface based on LIF and PIV, 15th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics Lisbon, Portugal, 05-08 July, 2010.
28. Kazimierczak A., *Tarcie i zużycie zespołu tłok-pierścienie-cylinder*, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2005.
29. Kennedy M., Hoppe S., Esser J., Lower friction losses with new piston ring coating, *MTZ*, 04/2014.
30. Kim y., Kim S., Lee J., Lim D., Nanodiamond Reinforced PTFE Composite Coatings, *MTZ*, 02/2015.
31. Kozaczewski W., *Konstrukcja grupy tłokowo-cylindrowej silników spalinowych*, WKŁ, Warszawa, 2004.
32. Krzymień A., *Łożyska mechanizmu korbowego tłokowych silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 2007.
33. Krzyzak Z., Pawlus P., Piston skirt surface topography modelling during a low wear process, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Engineering Tribology*, 2011, 229-241.
34. Kwang-soo K., Paras S., Masaaki T., Shuma A., A Study of Friction and Lubrication Behavior for Gasoline Piston Skirt Profile Concepts, *SAE International*, 09PFL-1163, 2009.
35. Leong D. K. W., Shayler P. J., Pegg I. G., Murphy M., Characterizing the effect of viscosity on friction in the piston assembly of international combustion engines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Engineering Tribology*, 2007, 469-478.

36. Littlefair B., Cruz M., Mills R., Theodossiades S., Rahnejat H., Dwyer-Joyve R., Howell-Smith S., Lubrication of a flexible piston skirt conjunction subjected to thermo-elastic deformation: A combined numerical and experimental investigation, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Engineering Tribology*, 2014, 69-81.
37. Liu K., Xie Y.B., Gui C. L., A comprehensive study of the friction and dynamic motion of the piston assembly, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Engineering Tribology*, 1998, 221-226.
38. Mansouri S. H., Wong V. W., Effects of piston design parameters on piston secondary motion and skirt-liner friction, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Engineering Tribology*, 2005, 435-449.
39. Meiser J., Deuss T., Ehnis H., Künzel R., Friction power measurements of a fire gasoline engine influence of installation clearance and piston pin offset, *MTZ*, 12/2014.
40. Meiser J., Deuss T., Ehnis H., Künzel R., Friction Power Measurements of a Fired Gasoline Engine Influence of Piston Pin Bore, *MTZ*, 01/2017.
41. Meiser J., Deuss T., Ehnis H., Künzel R., Friction Power Measurements of a Fired Gasoline Engine Influence of Piston Skirt Geometry, *MTZ*, 04/2018.
42. Niewczas A., Trwałość zespołu tłok-pierścienie tłokowe-cylinder silnika spalinowego, WNT, Warszawa, 1998.
43. Ning L., Meng X., Xie Y., Incorporation of deformation in a lubrication analysis for automotive piston skirt-liner system, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Engineering Tribology*, 2013, 654-670.
44. Praca zbiorowa, MAHLE GmbH (Ed.), *Kolben und motorische Erprobung*, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2012.
45. Praca zbiorowa, MAHLE GmbH (Ed.), *Pistons and engine testing*, Vieweg Teubner Verlag, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2012.
46. Schommers J., Lagemann V., Böhm J., Binder S., Stahlkolben für Pkw-Dieselmotoren von Mercedes-Benz Leicht, effizient und zukunftsfähig, *MTZ*, 06/2015.
47. Schreer K., Ingo Roth I., Schneider S., Holger Ehnis H., Analysis of Aluminum and Steel Pistons—Comparison of Friction, Piston Temperature, and Combustion, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, OCTOBER 2014, Vol. 136.
48. Suchecki A., Reducing mechanical losses of the engine as a method of reducing CO₂, *Combustion Engines*, 2013, 154(3), 496-499.
49. Uhlig B., Preuß A., Graf J., Neben M., Measurement and Simulation of the Oil Supply at the Piston Assembly, *MTZ*, 02/2017.
50. Wajand J.A., Wajand J.T., *Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe*, WNT, Warszawa, 2005.

51. Werkmann M., Bitter A., Künzel R., Effect of the skirt stiffness on piston related noise, MTZ, 07-08/2011.
52. Werner M., Graf S., Merkle A., Wachtmeister G., Direct measurement of the piston assembly friction, MTZ, 01/2014.
53. Wichtl R., Eichseder H., Mallinger W., Peterek R., Friction Investigations on the Diesel Engine in Combustion Mode A New Measuring Method, MTZ, 12/2017.
54. Wigger S., Müller T., Füßer H., Analysis of the Tribology in the Piston Group Using an Optically Accessible Research Engine, MTZ, 07-08/2017.
55. Włodarski J.K., Tłokowe silniki spalinowe procesy trybologiczne, WKŁ, Warszawa, 1982.
56. Zhao H., Ye F., Investigation of sputtered WCN coating for diesel engine pistons applications, Elsevier, Vacuum 126 (2016) 5/9.
57. www.zlotecki.pl (dostęp 12.04.2016)